

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
"ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

**РАЦІОНАЛЬНІ ПРИВОДИ  
ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ, ДОРОЖНІХ МАШИН  
ТА ЛОГІСТИЧНИХ КОМПЛЕКСІВ**

МОНОГРАФІЯ

За редакцією доктора технічних наук,  
проф. О.В. Григорова

**Харків  
НТУ "ХПІ"**

**2016**

УДК 62-82/83, 621.86/87  
ББК 34.447:39.9  
Р 27

*Рекомендовано до друку рішенням вченої ради  
Національного технічного університету «ХПІ» (протокол № 1 від 03.02.2016 р.)*

Рецензенти:

*Н. М. Фідоровська, д-р техн. наук, проф.,  
Українська інженерно-педагогічна академія;  
Є. С. Венцель, д-р техн. наук, проф.,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет;  
М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри «ТММ і САПР», Національний  
технічний університет «Харківський політехнічний інститут»*

Колектив авторів:

*Григоров О.В., д.т.н., професор;  
Стрижак В.В., к.т.н., ст. викл.;  
Петренко Н.О., к.т.н., професор;  
Стрижак М.Г., к.т.н., ст. викл.;  
Окунь А.О., асистент;  
Зюбанова Д.М., асистент;  
Цебренько М.В., асистент*

**Р 27**

Рациональные приводы подъемно-транспортных, дорожных машин та логистических комплексов : монография / О.В. Григоров, В.В. Стрижак, Н.О. Петренко та ін.; за ред. Григорова О.В. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – 352 с.

**ISBN**

У монографії викладено особливості розрахунку, конструювання і дослідження гідростатичного, гідродинамічного, тиристорного та частотного приводу підйомно-транспортних, дорожніх машин та логістичних комплексів. Значна увага приділена пуско-гальмівним режимам роботи, особливо, в генераторному режимі та гасіння коливань вантажу. Наводяться численні варіанти систем керування, що пройшли імплементацію на різних вантажопідйомних машинах. Наведені новітні дані з дослідження гідроприводів з системами вторинного регулювання.

Рекомендовано для викладачів, аспірантів, інженерів та студентів вищих навчальних закладів за спеціальністю «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання», для.

УДК 62-82/83, 621.86/87  
ББК 34.447:39.9

**ISBN**

© Колектив авторів, 2016  
© НТУ «ХПІ», 2016

## ВСТУП

Вітчизняна наука має значні досягнення в галузі вдосконалення металоконструкцій кранів, конструкцій механізмів і систем керування підйомно-транспортними, будівельними й дорожніми машинами. Однак, далекою від вирішення залишається складна наукова проблема оптимальної відповідності конструкцій механізмів і систем керування ними конкретним умовам експлуатації.

Залежно від типу машини в конкретних умовах експлуатації може бути ефективним механізм із електромеханічним ординарним, електромеханічним плавнорегульованим, гідродинамічним або гідростатичним приводом з тією або іншою системою керування. Розробку теоретичних засад і практичних рішень по названій проблемі можна розглядати як досягнення в розвитку підйомно-транспортної науки.

Залежно від характеру роботи машини може бути визнаний раціональним привод від асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором. Наприклад, для кран-балок, електроталей, окремих кранів, що працюють у легкому режимі.

Той же привод асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором, оснащений гідромуфтою, здатний працювати в складних умовах шахт і забезпечувати плавний пуск і захист від перевантажень конвеєрів.

Ці ж приводи знайшли застосування відносно недавно в закордонних баштових кранах, хоча вітчизняні вчені (Г.І. Проскура, Д.Н. Тамарін, В.Ф. Гайдамака, П.Г. Лосєв, Б.І. Жермунський) експериментально доводили таку можливість 70 років тому.

Асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором, оснащений регульованим гідроприводом і відповідним керуванням здатний вирішувати комплекс завдань:

- забезпечувати задане обмеження навантажень в елементах металоконструкцій, автоматичне центрування мосту крана;
- забезпечувати оптимальну швидкодію й гасіння коливань вантажу одночасно з доставкою його в задану координату. Можна вважати, що такий привод з погляду швидкодії є найкращим.

Асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором, оснащений частотним керуванням здатний вирішувати майже всі завдання, що й ре-

гульований гідропривод, але при менших матеріальних витратах. При цьому, щоправда, глибина регулювання швидкості в декілька разів гірше, ніж в об'ємного гідроприводу, але достатня для більшості вантажопідйомних машин.

Ми зосередили свої дослідження частотного привода у наступних напрямках:

- прогнозоване зниження енергетичних затрат при виконанні циклу роботи;

- прогнозоване зниження встановленої потужності електродвигунів;

- прогнозоване зниження динамічних навантажень.

Пропонована книга є результатом численних теоретичних і експериментальних досліджень, проведених на різних об'єктах:

1968, 1981 р. – на Харківському турбінному заводі проведені успішні випробування мостового крана в/п 30/5 т оснащеного роздільним регульованим об'ємним гідроприводом з низькомоментними гідродвигунами й оригінальною системою дистанційного автоматичного керування.

1969 р. – у Київському річковому порту випробувано порталний кран «Кіровоць» в/п 10 т з високомоментним об'ємним гідроприводом механізму повороту.

1971 р. – на заводі ПТО ім. В.І. Леніна проведені випробування мостового крана в/п 10 т з роздільним тиристорним приводом механізму пересування крана.

1972, 1973 р. – на Узловському кранобудівному заводі проведені випробування й здані в експлуатацію мостові крани в/п 20/5 і 15/3 т з роздільним гідродинамічним і роздільним об'ємним гідроприводом (відповідно) механізму пересування (з низько- і високомоментними гідромоторами).

1984 р. – на Харківському ДБК-1 після успішних випробувань зданий в експлуатацію баштовий кран КБ 405.2 в/п 9,3 т з гідродинамічним приводом механізму повороту.

1987 р. – у Клайпедському морському рибному порту пройшов успішні випробування при групі режиму 7К порталний кран «Ганц» в/п 6,3/5 т з гідродинамічним приводом механізму повороту.

1988 р. – створена й успішно пройшла випробування в НТУ «ХПІ» система оптимального керування від мікропроцесора електроталі вантажопідйомністю 0,5 т.

1989 р. – на Харківському ДСБК-1 після успішних випробувань зданий в експлуатацію грейферний кран в/п 5 т із системою автоматичного керування всіма механізмами (гасіння коливальних грейфера й доставка його в задану точку).

1989–1990 рр. – на Ржевському заводі «Ржевбашкран» пройшов успішні випробування баштовий кран КБ 410 в/п 10 т з гідродинамічними приводними блоками механізмів повороту (2 приводи на один кран) і пересування (4 приводи на один кран).

1991 р. – розроблено робочий проект і створено модель системи керування групою кранів, що обслуговують ємності для травлення канатного дроту азотною кислотою для Харцизького сталепроволочного канатного заводу.



1992–1994 рр. – створені діючі моделі мостового грейферного й кабельного кранів з керуванням від мікропроцесора.

2012–2014 рр. – проведені теоретичні й експериментальні дослідження частотного привода з оптимальним керуванням поворотним краном вантажопідйомністю 5 т і електроталлю – 0,5 т.

2013–2014 рр. – проведені стендові випробування приводу пересування візка мостового крана в/п 32/5 т з частотним керуванням.

2014–2015 рр. – проведені стендові випробування об'ємного гідроприводу мостового крана в/п 32/5 т з різноманітними системами керування в аварійних режимах та стендові випробування об'ємного гідроприводу механізму підйому вантажу.

# 1. ГІДРОДИНАМІЧНИЙ ПРИВОД

Гідродинамічні муфти беруть свій початок з 1903 року, коли німецький учений Г. Фіттингер створив для привода гребного гвинта судна гідротрансформатор. У 1910 році професор Г. Фіттингер перетворив гідротрансформатор у гідромуфту. Застосування гідротрансформатора, а далі й гідромуфти пов'язане з тим, що більшість двигунів внутрішнього згоряння й асинхронних електродвигунів мають низький пусковий крутний момент (асинхронний електродвигун) або низький крутний момент при малій частоті обертання (двигун внутрішнього згоряння).

При жорсткому з'єднанні будь-якого згаданого вище двигуна із трансмісією та далі з навантаженням, рушення з місця викличе певні труднощі (згадаємо первісні спроби рушити з місця при навчанні водінню автомобілем – постійно глухне мотор). Аналогічні труднощі з розгоном електродвигуна, навантаженого інерційним і статичним навантаженням. Г. Фіттингер чітко усвідомив, що треба спочатку розігнати електродвигун, а потім його навантажувати, що й відбувається при використанні гідромуфти й гідротрансформатора. Завдяки проковзуванню між ведучою й веденою частиною машини забезпечується легкий запуск двигуна.

Варто відзначити, що майже всі приводи, окремі з яких ми будемо далі розглядати працюють за таким же принципом: спочатку розігнати електродвигун, а потім його навантажувати (гідромуфти, гідротрансформатори, регульований об'ємний гідропривод, привод від варіатора, привод за системою «генератор – двигун» та ін.).

У 1929 р. створена А.П. Кудрявцевим перша в СРСР гідромуфта для привода суднової установки з ДВС. Теоретичні питання створення гідромуфт розроблені Д.Я. Алексапольським, Б.А. Скородумовим, В.М. Берманом [1–3].

У 60-х роках ХХ ст. питання визначення раціональних сфер використання гідромуфт досягли найбільшої актуальності. Основна маса машин із приводом потужністю понад 3 кВт була об'єктом досліджень на предмет з'ясування доцільності використання гідродинамічних муфт. Досліджувалися навіть питання використання гідромуфт у металорізальних верстатах (О.В. Яременко [4]). Велика робота була проведена в напрямку впровадження гідромуфт у приводах тепловозів (І.Ф. Семичастнов [5]), у потужних приводах великої номенклатури металургійних машин, дробарок, вентиляторів і димососів (Б.А. Гавриленко, Л.І. Мінін [6] та ін). Розробкою й впровадженням гідромуфт у приводах різних машин були зайняті закордонні фірми: «Фойт», «Кельнер» (ФРН), «Твін-Диск» (США), «Синклер» (Великобританія), «Міцубісі» (Японія) та ін.

Особливе місце займають гідромуфти малої потужності (до 100 кВт). Основна маса цих гідромуфт – це гідромуфти постійного заповнення, які використовують в приводах з асинхронними електродвигунами (див. табл. 1).

Таблиця 1.1

Умови роботи й перспективи застосування гідромуфти у приводах машин

Приводи машинних агрегатів	Показники умов роботи					Експертна оцінка (з 10 балів) перспективн.
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	
Конвеєри магістральні	+	–	–	+	–	4
Дробарки, млини	+	+	–	–	–	4
Вентилятори, насоси, центрифуги	+	–	+	–	–	3
Судові силові установки	+	–	–	+	–	3
Локомотиви, автомобілі	+	–	–	–	–	3
Шахтні скребкові конвеєри	+	+	–	+	+	10
Кранові механізми пересування і повороту	+	–	+	+	+	8
Станки	–	+	–	–	+	3

**Примітки:***A* – розгін при незадовільних пускових характеристиках двигуна;*B* – захист від експлуатаційних перевантажень;*C* – плавний розгін великих махових мас;*D* – вирівнювання навантажень між суміжними приводними блоками;*E* – згладжування коливань навантаження.

Склад експертів був змінним у різних турах проведення експертних оцінок. Шість турів експертизи були проведені в період з 1968 по 1992 р.

У складі експертів були вчені: д.т.н. Б.А. Гавриленко, д.т.н. Л.І. Чугреєв, д.т.н. Б.А. Скородумов, д.т.н. Б.Л. Давидов, д.т.н. Д.Я. Алексапольський, д.т.н. В.Н. Берман, д.т.н. Б.І. Жермунський, д.т.н. Є.А. Козак, а також провідні спеціалісти промисловості О.П. Гаврилов, А.В. Леусенко, В.Н. Кривенко.

Протягом 60-х років в усьому світі практично всі шахтні скребкові конвеєри були оснащені гідродинамічним приводом. Проведено роботу із впровадження гідромуфти у приводах магістральних конвеєрів, кранових механізмів (рис. 1.1, 1.2).

Створенням гідромуфти малої потужності були зайняті в СРСР кілька науко-во-виробничих шкіл:

– лабораторія гідропроводу ІГД ім. А.А. Скочинського, очолювана проф. В.М. Перманом, що спеціалізується на створенні гідромуфти для шахтних скребкових конвеєрів;

– лабораторія кафедри гірських машин і ПТМ Українського заочного політехнічного інституту;

– лабораторія Харківського інституту ВНДІГІДРОПРИВОД, що спеціалізувалася на створенні гідромуфти загального призначення;

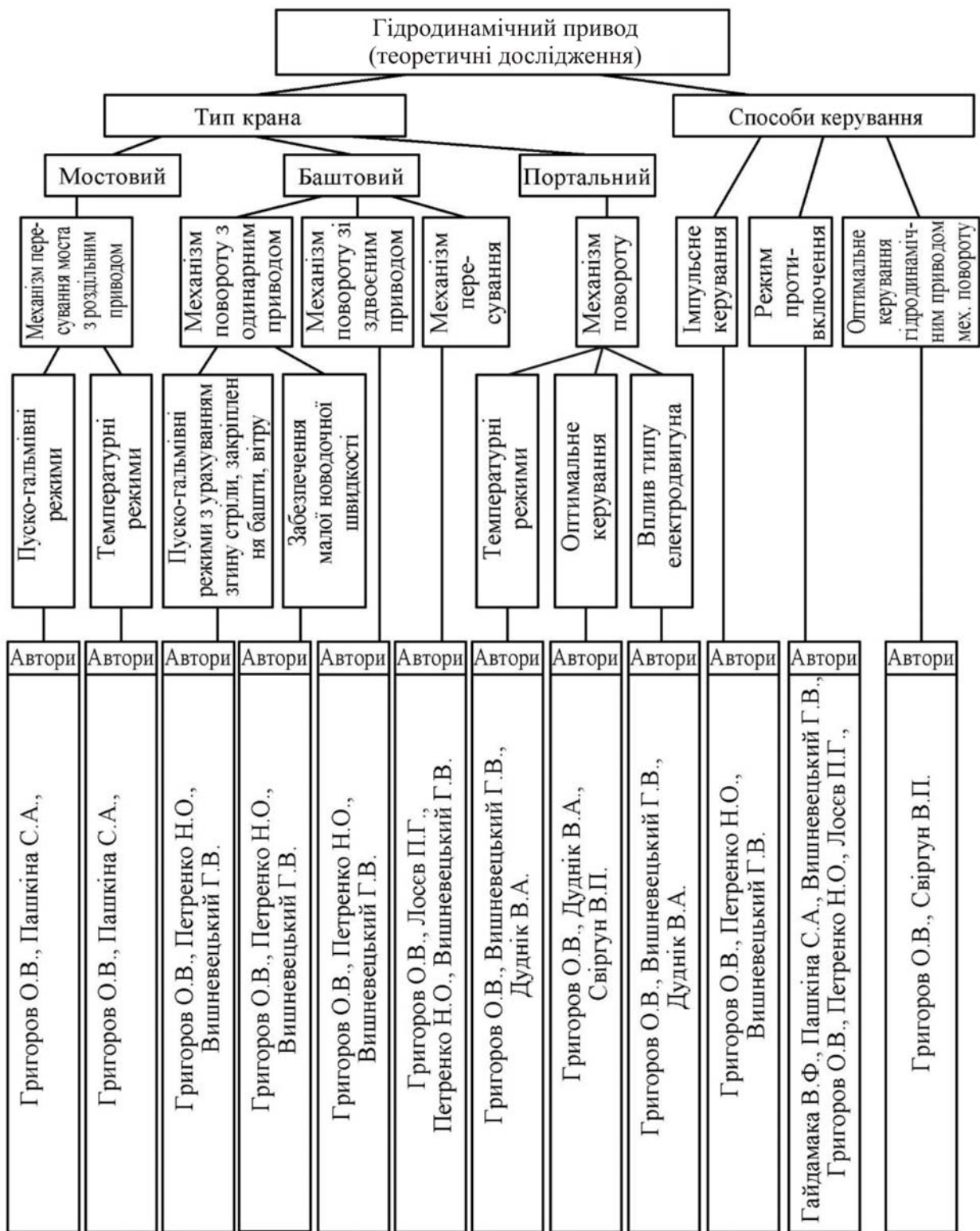


Рис. 1.1. Вклад вчених кафедри ПТМ і О НТУ «ХП» у розвиток різних аспектів теорії кранового гідродинамічного привода

– лабораторія кафедри ПТМ Харківського політехнічного інституту, що спеціалізується на створенні гідродинамічних приводів механізмів пересування й повороту кранів;

– лабораторія Харківського заводу «Світло шахтаря».

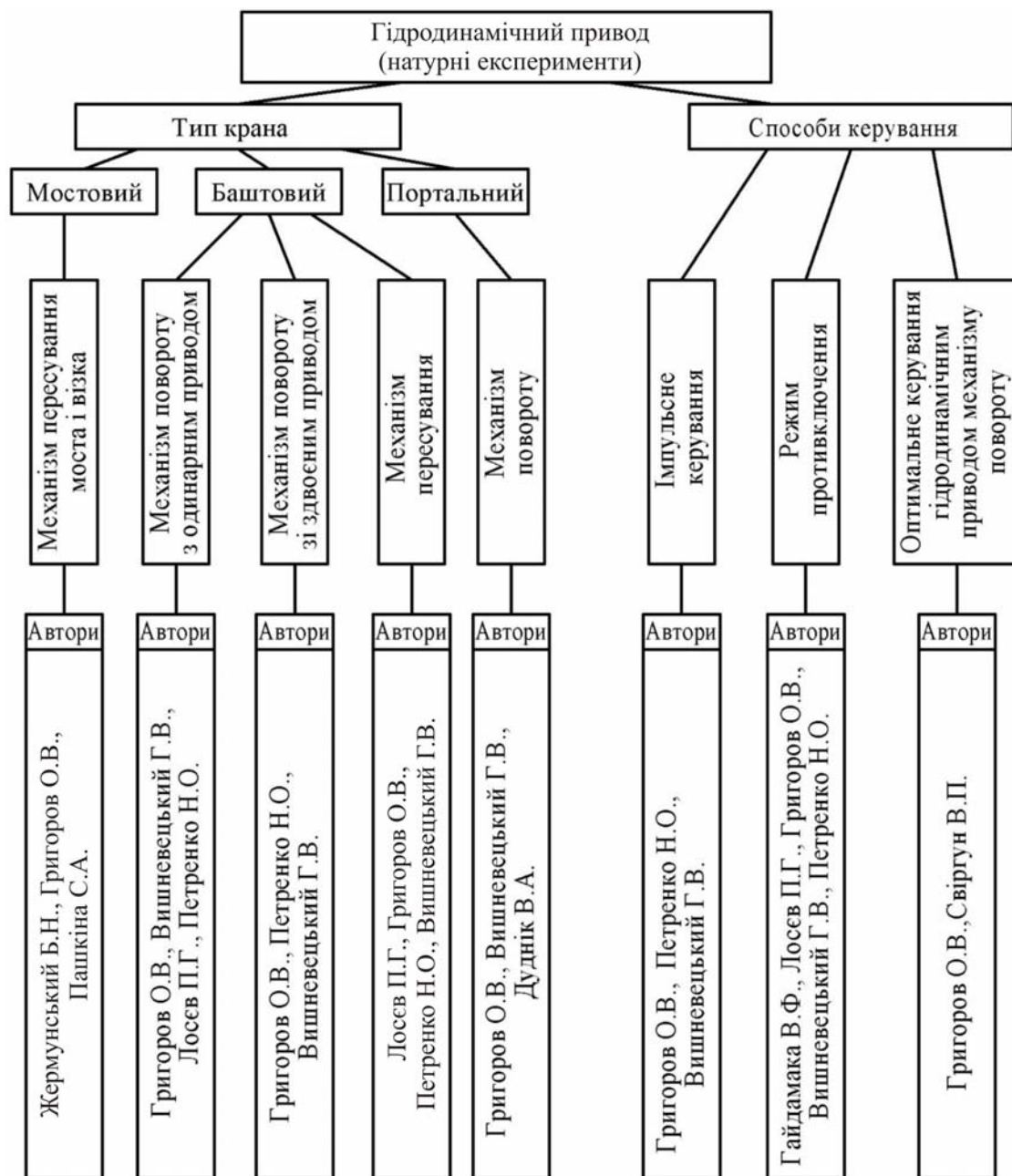


Рис. 1.2. Вклад вчених кафедри ПТМ і О НТУ «ХПІ» в експериментальне вивчення кранового гідродинамічного привода

Природно, привод будь-якого механізму має свою специфіку, що визначає певний комплекс вимог до гідромуфти для нього.

Головні сили вчених були задіяні на вирішенні наукових завдань створення гідромуфт для забійних конвеєрів, і при цьому була вирішена безліч загальних питань гідродинамічного привода.

Вплив геометрії проточної частини гідромуфти на механічні характеристики детально досліджений В.М. Берманом, А.В. Крутиком, Ю.В. Ковалем [1], В.М. Чукановим [7], Ю.Ф. Пономаренко, О.П. Гавриловим [8]. Однак, всі роботи були підпорядковані ідеї створення запобіжної гідромуфти для забійних конвеєрів.

Вплив ступеня заповнення робочої порожнини й температури рідини на передавальний момент оцінений А.В. Крутиком, А.В. Леусенко, Ю.В. Ковалем, О.В. Яременко [1, 4, 9]. Однак розглядався лише агрегатний ступінь заповнення гідромуфти. Фактор впливу додаткових порожнин розглянутий загально.

Згладжування гідромуфтою коливань робочого органа досліджене А.В. Техмищяном [10]. Розглянуто питання згладжування коливань зубчастої частоти конвеєра, тобто коливань досить високої частоти.

Характерні процеси низькочастотних автоколивань моменту гідромуфти були досліджені Н.К. Нагорною, А.В. Крутиком, А.В. Леусенко. Ці процеси відзначені при досить малому ступені заповнення, при високій піддатливості трансмісії.

Особливий випадок представляє робота гідромуфти при пульсуючому характері навантажень. Це явище було досліджено К.А. Абасовим, Є.Ф. Кусовим, визначений фактор гідродинамічної інерції гідромуфти при циклічному навантаженні в зоні малих ковзань [11]. Явище вивчене при досить високій частоті збурювання.

Стосовно гідромуфт забійних конвеєрів досліджена гідродинамічна інерційність формування моменту гідромуфти в періоди розгону й екстреного стопоріння робочого органа – Б.А. Скородумов, Г.В. Вишневецький, А.В. Леусенко, В.А. Топчій [9]. Ці дослідження відносилися до конкретних гідромуфт шахтних конвеєрів.

Математичний опис гідродинамічного моменту гідромуфти для будь-якого сполучення швидкостей обертання насосного й турбінного коліс, з урахуванням ступеня заповнення робочої порожнини й гідродинамічної інерції, правила моделювання перехідних процесів розроблені школою Б.А. Скородумова. В останні 15 років ця робота перейшла на кафедру ПТМ Харківського політехнічного інституту, де розроблено цілісний підхід до математичного опису гідродинамічного моменту гідромуфт кранових механізмів у пуско-гальмівних режимах, з урахуванням усіх значимих факторів. На основі моделювання пуско-гальмівних процесів кранових механізмів представилося можливим створювати гідромуфти для різних механізмів кранів [12–15].

### **1.1. Принцип роботи гідродинамічної муфти**

Гідродинамічні муфти (рис. 1.3) відносяться до класу машин, у яких передача енергії здійснюється в результаті дії сил інерції і сил в'язкості. Найважливішою відмітною рисою гідромуфти є те, що вона не перетворює крутний момент.

Гідромуфта – це пристрій, до складу якого входять колесо відцентрового насоса і колесо реактивної турбіни. Колесо насоса, обертаючись від двигуна, передає роботу останнього рідині, що заповнює гідромуфту, передаючи їй запас швидкісної енергії й енергії тиску. Рідина з цим запасом енергії під дією

відцентрових сил рухається від центра до периферії і надходить на лопатки турбіни. При цьому енергія напору рідини, що накопичена в насосному колесі, перетворюється в механічну енергію турбінного колеса.

Вийшовши з турбіни, рідина знову потрапляє у насос і в гідروмуфті встановлюється замкнута циркуляція рідини по шляху «насос – турбіна – насос» та ін. Таким чином, сполучною ланкою в гідромуфті між ведучим і веденим валами є рідина.

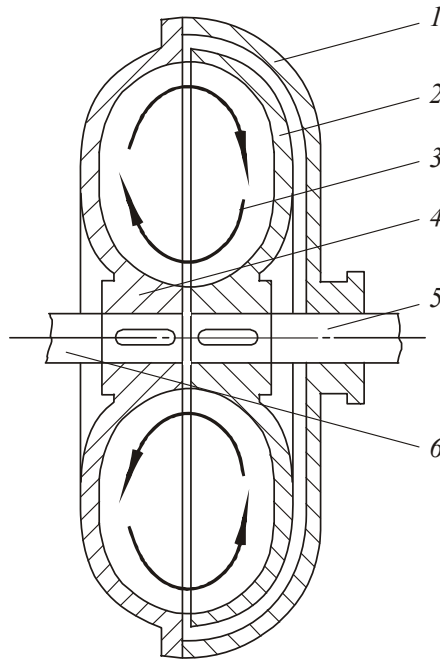


Рис. 1.3. Схема типової гідромуфти:  
1 – корпус; 2 – турбінне колесо; 3 – коло циркуляції;  
4 – насосне колесо; 5, 6 – ведений і ведучий вали

Така передача енергії відбувається з певними втратами, що зовні виражаються в тім, що ведений вал трохи відстає від ведучого, тобто проковзує. Наявність ковзання в муфті забезпечує перепад тисків, що є необхідним для безперервної циркуляції рідини. Через гідромуфту передається енергія від двигуна на ведений вал, отже, гідромуфта служить для передачі потужності від двигуна до приводного механізму.

У гідромуфті крутний момент з ведучого вала на ведений передається трьома способами: 1) обміном моментів кількості руху при внутрішній циркуляції рідини з насоса в турбіну та назад (циркуляційний фактор); 2) через тертя рідини, що знаходиться між веденою і ведучою частиною (фактор рідинного тертя); 3) через механічне тертя в сальниках, ущільненнях, у внутрішніх підшипниках та ін. (фактор механічного тертя).

При роботі гідромуфти у номінальних режимах, тобто при малих ковзаннях, фактори рідинного і механічного тертя незначні (менш 1 % моменту, що передається) і ними можна зневажити. Фактор рідинного тертя набуває значення при режимах, близьких до гальмового.

Основним засобом передачі енергії з ведучого на ведений вал є циркуляційний потік, що утворюється у робочому колі гідromуфти. Момент  $M_c$  та потужність  $N_c$  передані рідиною в гідromуфті

$$M_c = \lambda_M \rho \omega_1^2 D_a^5; \quad (1.1)$$

$$N_c = \lambda_N \rho \omega_1^3 D_a^5, \quad (1.2)$$

де  $\lambda_M, \lambda_N$  – безрозмірний коефіцієнт моменту та потужності відповідно;  $\rho$  – щільність робочої рідини;  $D_a$  – активний діаметр гідromуфти (найбільший діаметр робочої порожнини);  $\omega_1$  – швидкість насосної частини гідromуфти.

З виразу (1.1) видно, що зміна швидкості насосної частини муфти при тому самому розрахунковому моменті спричиняє зміну активного діаметра, а, отже, габаритів і маси гідromуфти. Численні дослідження сприяли створенню великої різноманітності гідromуфт, як за призначенням, так і за конструкцією.

По призначенню гідromуфти поділяються на регулюючі, зм'якшуючі й обмежуючі (рис. 1.4).

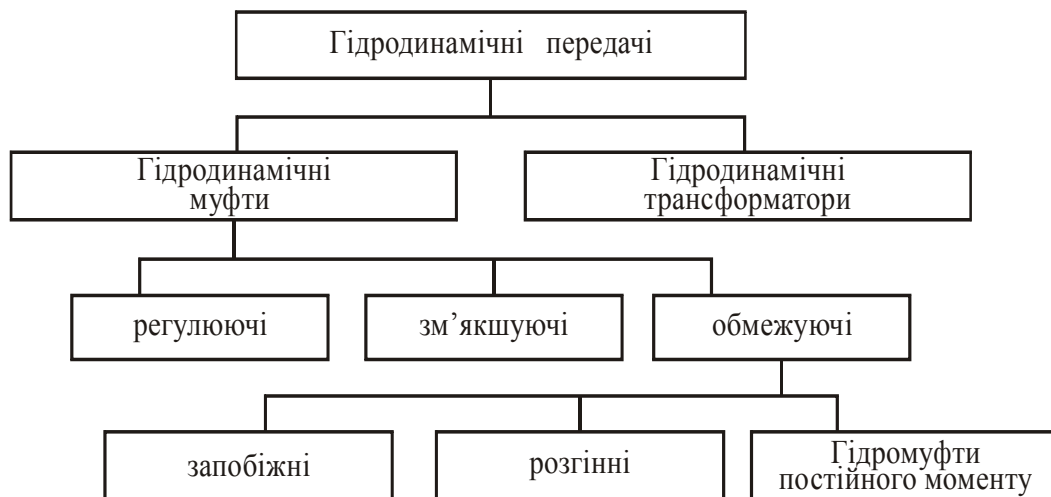


Рис.1.4. Класифікація гідродинамічних передач

Регульовальна муфта призначена для регулювання кутової швидкості машини.

Основним призначенням зм'якшуючої гідromуфти є зм'якшення переданого моменту, тобто поглинання поштовхів і крутильних коливань.

Обмежуюча гідromуфта призначена для обмеження величини переданого моменту. Обмежуючі гідromуфти можна розділити на запобіжні, розгінні і гідromуфти постійного моменту.

Запобіжна муфта служить для захисту двигуна від перевантаження, що виникає в процесі роботи машини. Така гідromуфта дає можливість працювати двигуну при примусовій зупинці виконавчого механізму.

Розгінна гідromуфта обмежує крутний момент на валу двигуна під час розгону системи з великим моментом інерції. Гідromуфта дозволяє двигуну



відразу після пуску набрати число обертів близьке до номінального і розвинути момент, що не перевищує припустимий протягом усього розгону, незалежно від числа обертів виконавчого механізму.

Гідромуфта постійного моменту призначена для підтримки переданого крутного моменту незалежно від кутової швидкості вихідної ланки.

Запобіжна гідромуфта в залежності від параметрів робочої порожнини при номінальному наповненні може мати різний вид зовнішньої характеристики. На рис. 1.5 представлені різні зовнішні характеристики гідромуфт, де

$i_{кр} = \frac{\omega}{\omega_{ном}}$  – відносна швидкість,  $M$  – крутний момент гідромуфти.

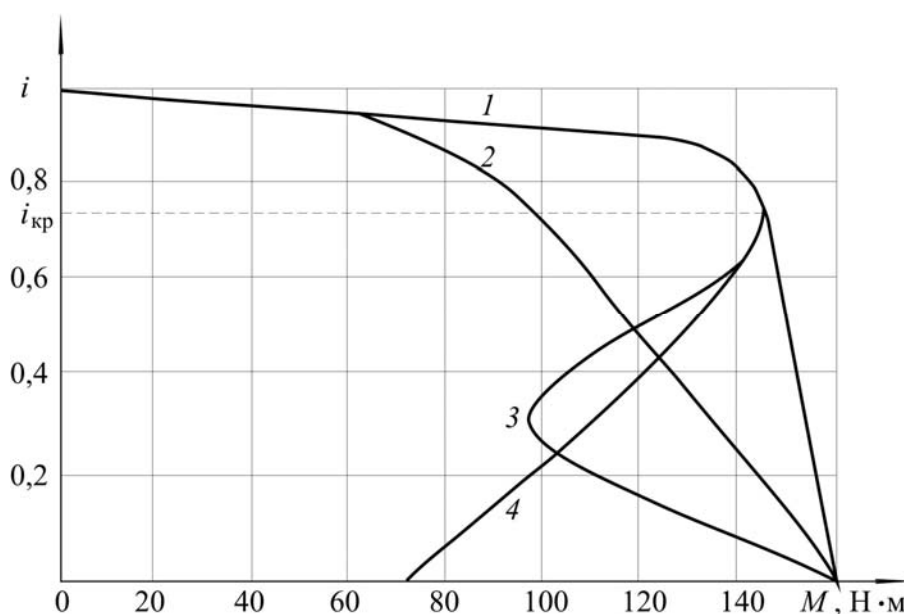


Рис. 1.5. Зовнішні характеристики гідромуфт

Гідромуфта з характеристикою 4, стоповий момент якої значно менший максимального, не дозволяє цілком використовувати момент, що розвивається двигуном і зменшує пусковий момент приводу. Така характеристика небажана для вантажопідійомних машин.

Гідромуфта з характеристикою 1 має постійний крутний момент при номінальному наповненні муфти в діапазоні передатних відношень від  $i = 0$  до  $i = i_{кр}$ .

Для машини, у якої в період нормальної роботи навантаження не може значно перевищувати номінальне, наприклад для стрічкового конвеєра, доцільна гідромуфта з характеристикою 2. Така гідромуфта надійно захистить двигун від перевантаження під час нормальної роботи.

Гідромуфта, що має характеристику 3 (з провалом) не може забезпечити задовільний пуск.

Гідромуфти, що мають характеристики 1 і 2 можуть забезпечити плавне рушення з місця і розгін механізмів вантажопідійомної, будівельної або дорожньої машини з будь-яким заданим прискоренням.

## 1.2. Динамічні навантаження у двомасовій крановій системі з гідروмуфтою

Однією з основних цілей застосування гідромуфти у вантажопідйомних, будівельних і дорожніх машинах є очікуване зниження динамічного навантаження елементів трансмісії і металоконструкції.

Динамічне навантаження у першому наближенні можна визначити, розглянувши, наприклад, пуск механізму повороту крана як двомасової системи [12, 13] з пружним зв'язком (рис. 1.6, а). Перша маса  $J_1$  включає момент інерції привода, друга маса  $J_{\text{пр}}$  – приведений момент інерції всіх обертових частин крана. Варто зазначити, що в механізмі повороту баштових кранів застосовується багатоступінчата трансмісія з досить великим передавальним числом. Із цього виходить, що фактичний зазор у трансмісії є досить великим. На практиці зведений зазор  $\varphi$  сягає десятків радіан. Тож після вибору зазору маємо велику швидкість маси  $J_1$ , звідси – м'який удар. Крутний момент  $M$ , що передається пружною ланкою наприкінці вибору зазору

$$M = A \cos \omega_0 t + B \sin \omega_0 t + M_c,$$

де коефіцієнт  $A = -M_c$ ;  $M_c$  – зведений момент статичного опору повороту;  $\omega_0$  – кутова частота власних коливань;  $t$  – час; коефіцієнт  $B = \omega \sqrt{C_p J_{\text{пр}}} = \sqrt{2 M_c C_p \Delta \varphi}$ ;  $\omega$  – кутова швидкість маси  $J_1$  наприкінці вибору зазору;  $C_p$  – крутильна жорсткість редуктора;  $\Delta \varphi$  – кутовий зазор.

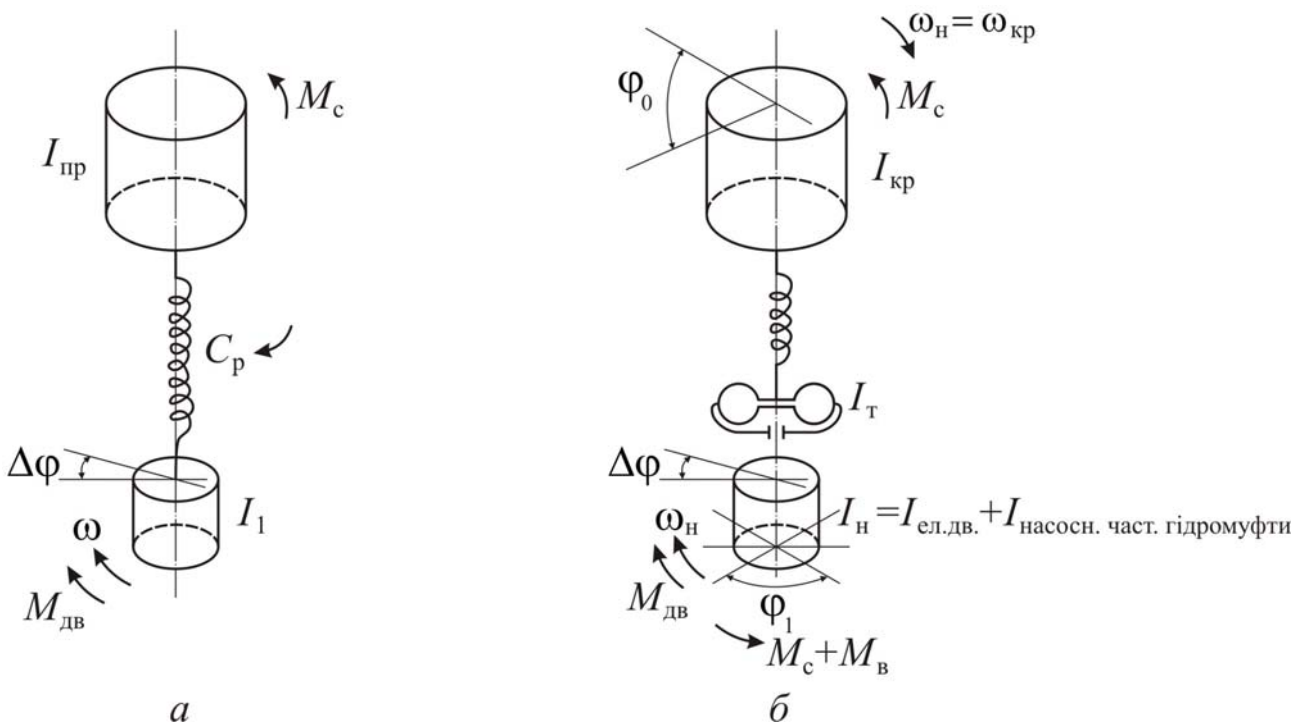


Рис. 1.6. Розрахункова двомасова динамічна схема при повороті крана:  
а – електромеханічний привод; б – гідродинамічний привод

Динамічне навантаження в трансмісії визначається кутовою швидкістю привода в момент повного вибору зазору. Гідродинамічний привод в порівнянні з електромеханічним забезпечує більш плавний розгін, тому на механізмах повороту баштових кранів успішно застосовуються гідромуфти. Ефективність такого рішення підтверджується порівняльним підрахунком швидкості привода в період пуску при різних зазорах.

Розглянемо динамічну схему з характеристиками баштового крана КБ 405-2А.

Несталий режим роботи електромеханічного привода описується рівнянням

$$J_{\text{пр}} \dot{\omega} = M_{\text{дв}} - M_{\text{с}}, \quad (1.3)$$

де  $J_{\text{пр}} \dot{\omega}$  – динамічний момент опору повороту;  $M_{\text{дв}}$  – момент двигуна. До вибору зазору момент  $M_{\text{с}} = 0$  і рівняння (1.3) має вид:

$$J \dot{\omega} = M_{\text{дв}}. \quad (1.4)$$

У випадку розгону на першій ступені приймаємо

$$M_{\text{дв}} = J \dot{\omega} = M_{\text{пуск}} (1 - \omega / \omega_{\text{с}}),$$

де  $M_{\text{пуск}}$ ,  $\omega_{\text{с}}$  – пусковий момент і синхронна кутова швидкість електродвигуна відповідно. При  $\omega(0) = 0$  отримуємо

$$\begin{aligned} \omega &= \omega_{\text{с}} \cdot \left(1 - e^{-M_{\text{пуск}} / J \omega_{\text{с}}}\right); \\ \varphi &= \omega_{\text{с}} t - J \omega_{\text{с}}^2 \left(1 - e^{-M_{\text{пуск}} / J \omega_{\text{с}}}\right) / M_{\text{пуск}}, \end{aligned} \quad (1.5)$$

де  $\varphi$  – кут повороту вала електродвигуна.

При розгоні по штучних характеристиках під дією середньопускового моменту використовуємо рівняння (1.4) при  $M_{\text{дв}} = M_{\text{сер}}$  (на початку пуску). Тоді

$$\omega = M_{\text{сер}} t / J; \quad \varphi = M_{\text{сер}} t^2 / 2J. \quad (1.6)$$

На основі залежностей (1.4), (1.5) побудовані графіки (рис.1.7) зміни відносної кутової швидкості  $\omega/\omega_{\text{н}}$  електродвигуна МТ 111-6 ( $M_{\text{пуск}} = 70 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $\omega_{\text{с}} = 105 \text{ с}^{-1}$ ,  $J = 0,087 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  при діаметрі гальмівного шківa 200 мм), що встановлено на баштовому крані КБ 405.2А в момент повного вибору зазору в залежності від значення  $\Delta\varphi$ .

Як видно, вже при зазорі  $3\pi$  рад кутова швидкість електродвигуна досягає номінального значення (криві 2, 3). При зазорі  $6\pi$  рад навіть при розгоні двигуна на першому ступені (крива 1) до періоду повного вибору зазору швидкість практично досягає номінального значення вже на третьому оберті.

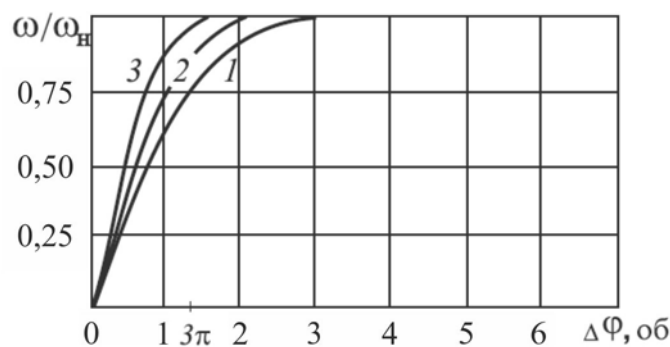


Рис. 1.7. Криві зміни відносної кутової швидкості ротора у функції зазору при розгоні на перших ступенях контролера (1, 2) і при середньому пусковому моменті (3)

При дослідженні гідродинамічного привода механізму повороту крана його еквівалентна схема (рис. 1.6, б) може бути представлена у вигляді двох мас: перша маса – електродвигун і насосна частина гідромуфти  $J_H$ ;  $J_T$  – друга маса – турбінна частина гідромуфти, через зазор зв'язана з масою усього крана.

Еквівалентна схема описується системою диференціальних рівнянь:

$$J_H \dot{\omega} = M_{дв}(\omega) - M(\omega, \Omega); \quad (1.7)$$

$$J_T \dot{\Omega} = M(\omega, \Omega) - \begin{cases} 0 & \text{при } \varphi < \Delta\varphi \\ M_c & \text{при } \varphi \geq \Delta\varphi \end{cases}$$

де  $\omega$ ,  $\Omega$  – кутові швидкості насосної і турбінної частин гідромуфти;  $M$  – момент, переданий муфтою,  $M = M_{\max} \omega^2 / \omega_H^2$ ;  $M_{\max}$  – максимальний момент, переданий муфтою при номінальній швидкості насосного колеса  $\omega_H^2$ .

При кусково-параболічній апроксимації характеристики двигуна 4A112M4Y3, що встановлено на механізмі повороту експериментального крана КБ 405.2А у початковий період пуску момент  $M_{дв} = M_{пуск}$ . До вибору зазору момент  $M_0 = 0$  і система рівнянь (1.7) має вид

$$J_H \dot{\omega} = M_{пуск} - M_{\max} \omega^2 / \omega_H^2; \quad J_H \dot{\Omega} = M_{\max} \omega^2 / \omega_H^2.$$

Рішенням цих рівнянь є

$$\omega = \omega_H \sqrt{M_{пуск} / M_{\max}} (1 - e^{-rt}) / (1 + e^{-rt});$$

$$\Omega = M_{пуск} t / J_T - J_H \omega_H \sqrt{M_{пуск} / M_{\max}} (1 - e^{-rt}) (1 + e^{-rt}) / J_T,$$

де  $r = 2 \sqrt{M_{пуск} / M_{\max}} / J_H \omega_H$  – параметр характеристики гідромуфти.

На рис. 1.8 приведені графіки зміни відносної кутової швидкості  $\Omega/\Omega_H$  турбінної частини гідромуфти ( $\Omega_H$  – номінальна кутова швидкість турбінної частини муфти) в момент вибору зазору для гідродинамічного привода

(електродвигун 4A112M4Y3,  $\omega_c = 157 \text{ с}^{-1}$ ,  $M_{\text{пуск}} = 75 \text{ Н м}$ ,  $M_{\text{max}} = 70 \text{ Н м}$ ,  $J_n = 0,101 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $J_t = 0,144 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ).

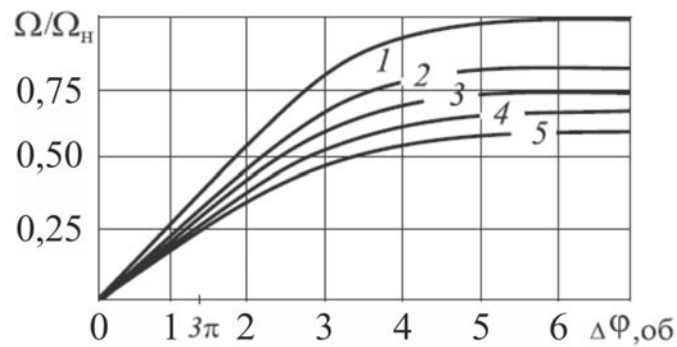


Рис. 1.8. Криві зміни відносної кутової швидкості турбінної частини гідродинамічного привода у функції кутового зазору

Крива 1 відповідає номінальному значенню моменту інерції насосної частини. При проектуванні привода механізму повороту може виникнути необхідність установки на насосну частину додаткових елементів. У зв'язку з цим розглянуто пуск привода при більш масивній насосній частині (рис. 1.8, криві 2–5). Як видно, швидкість турбінної частини гідромуфти до моменту вибору зазору  $3\pi$  рад досягає 30–45 %  $\Omega_n$ , при зазорі  $6\pi$  рад – 50 %  $\Omega_n$  (крива 5), а при малому моменті інерції насосної частини (крива 1) – 75 %  $\Omega_n$ . Застосування гідромуфти в механізмі повороту крана знижує швидкість привода наприкінці вибору зазору (особливо при невеликих зазорах – до 3 обертів) і тим самим зменшує динамічні навантаження на 30–40 %.

### 1.3. Динамічні навантаження в багатомасових кранових системах

Питанням динаміки повороту баштових кранів присвячена велика кількість досліджень. Особливо слід відзначити роботи Н.Х. Атанасова й Д.П. Волкова, А.А. Зарецького, В.А. Черкесова, А.І. Інденбаума, С.А. Комарова, Г.І. Луценка, Н.І. Кравця та ін.

При дослідженнях машини представляють у вигляді багатомасових динамічних моделей (еквівалентних розрахункових схем), що складаються із зосереджених наведених мас, з'єднаних між собою пружними (а у випадку врахування дисипативних сил – пружнов'язкими) зв'язками. Рух цих моделей у перехідних режимах описується системою диференціальних рівнянь, на підставі розв'язання яких, з урахуванням зроблених допущень, формулюються якісні й кількісні висновки про динамічні навантаження на елементи кранів.

Вибір розрахункової схеми є найважливішим етапом при дослідженні динаміки крана. При вивченні різних явищ розрахункова схема того самого крана може бути зовсім відмінна. Неправильний вибір розрахункової схеми веде до перекручених, а іноді й взагалі помилкових результатів. Як відзначає

А.А. Зарецький, помилка у визначенні динамічних навантажень високих кранів при неврахованих коливаннях металоконструкцій і вантажу досягає 70 %, що в одних випадках приводить до неприпустимих перенапруг, в інших – до обважнення металоконструкції.

С.А. Комаров для вивчення динаміки повороту запропонував розглядати кран, як двомасову систему (рис. 1.9, а). Маса механізму  $J_1$  і обертових частин

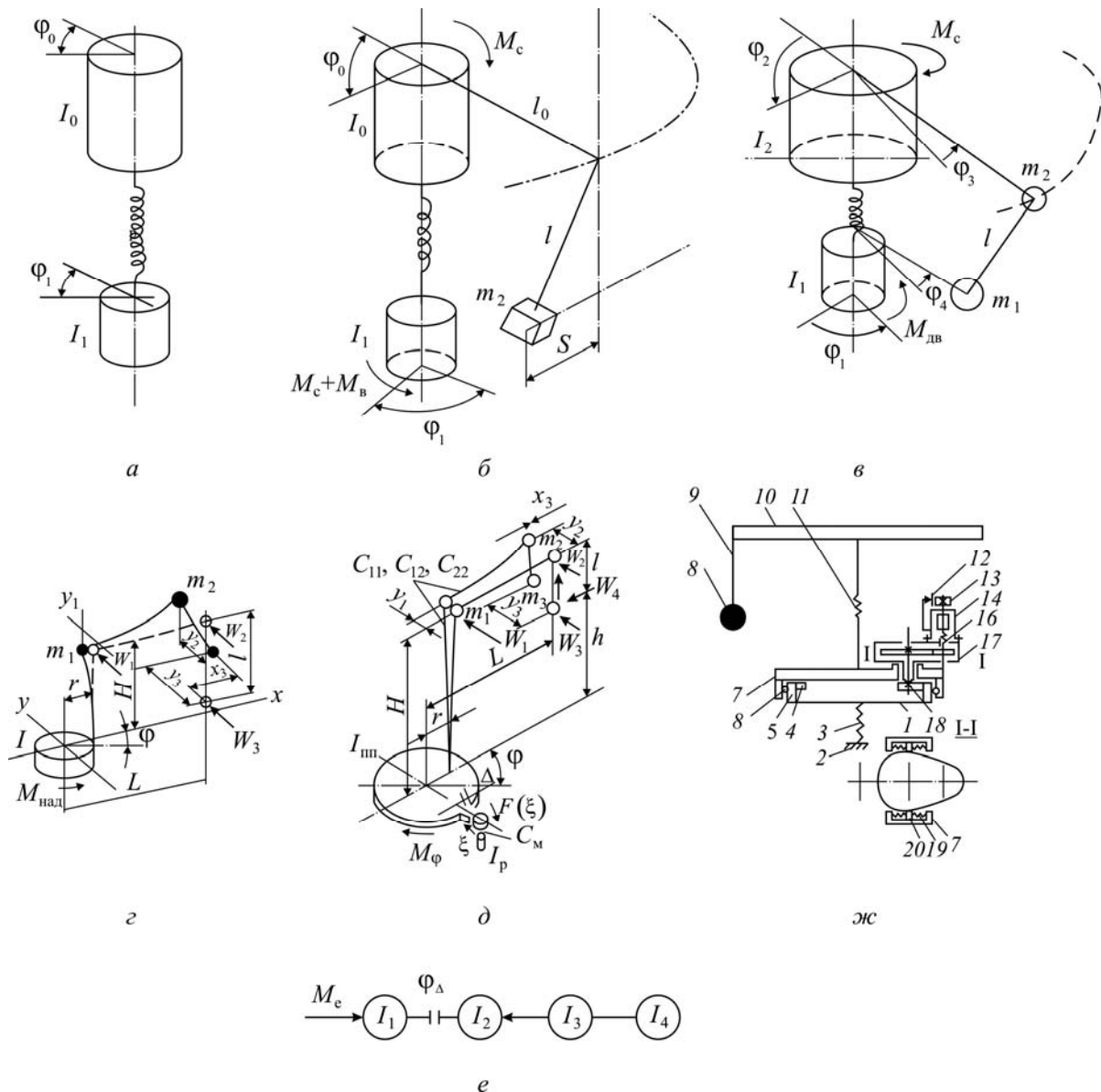


Рис. 1.9. Розрахункова динамічна схема при повороті крана:

а – двомасова за С.А. Комаровим; б – тримасова за С.А. Комаровим; в – чотиримасова за Г.І. Луненко; г – чотиримасова за А.А. Зарецьким; д – чотиримасова за Н.Х. Атанасовим і Д.П. Волковим; е – п'ятимасова за А.І. Інденбаумом; ж – за Н.І. Портним: 1 – неповоротна частина крана; 2 – фундамент або крановий шлях; 3 – металева конструкція башти крана під неповоротною його частиною; 4 – вінець опорно-поворотного круга; 5 – внутрішня частина ОПК; 6 – зовнішня частина ОПК; 7 – поворотна платформа; 8 – вантаж; 9 – канатна підвіска вантажу; 10 – стріла з противагою; 11 – металоконструкція башти крана на поворотній частині; 12 – гальмо; 13 – гальмівний шків; 14 – статор двигуна; 15 – ротор двигуна; 16 – вал редуктора; 17 – редуктор; 18 – вихідна шестерня; 19 – пружина; 20 – виступи на редукторі

крана  $J_0$  зв'язані пружним зв'язком. Така розрахункова схема не враховує ряд факторів, що впливають на динаміку, і результати можуть бути недостатньо точними. Тому для більш коректного опису руху крана при повороті С.А. Комаров пропонує тримасову розрахункову схему (рис. 1.9, б). Ця схема враховує вплив розгойдування вантажу. На рис. 1.9, б прийняті наступні позначення:  $J_1$  – наведений момент інерції обертових частин двигуна;  $J_0$  – наведений момент інерції крана або обертової його частини щодо осі обертання;  $m_2$  – маса вантажу;  $\varphi_1, \varphi_0$  – кут повороту валу двигуна й крана;  $S$  – відхилення вантажу від вертикалі;  $M_d$  – надлишковий обертаючий момент двигуна або гальма;  $l_0$  – виліт крана;  $l$  – довжина тягового елемента при піднятому вантажі;  $M_c$  – момент статичного опору обертанню крана;  $C$  – наведена кутова жорсткість елементів передач механізму повороту крана.

Дана розрахункова схема складена з урахуванням наступних припущень:

- амплітуда коливань пружної ланки й деформація стріли значно менше амплітуди поперечних коливань вантажу й тому вони не впливають на величину останніх;

- вантаж при пуску механізму повороту, робить коливання в площині, що проходить через дотичну до окружності, яка описується кінцевою точкою стріли;

- статичний опір повороту діє постійно.

Ці припущення не можна завжди вважати правильними, особливо для кранів, що мають більшу висоту башти й довгу стрілу, тому що в цьому випадку закручування башти й вигин стріли, коливання металоконструкції починають отримувати істотне значення. Дана розрахункова схема не дозволяє визначити динамічні навантаження, що виникають у металоконструкції крана, а це необхідно для зниження металоємності при достатній надійності й довговічності.

Г.І. Луненко доповнив розрахункову схему урахуванням руху оголовка стріли. Стріла розглянута як балка, з рівномірно розподіленою масою й затисненою в основі. Стріла представлена у вигляді еквівалентної схеми з масами, зосередженими в точці кріплення стріли й оголовка. На рис. 1.9, в наведена чотиримасова розрахункова схема роботи механізму повороту. Прийняті наступні позначення:  $J_1$  – момент інерції привода;  $J_2$  – сумарний момент інерції обертових частин крана й частини стріли;  $m_2$  – маса стріли, наведена до оголовка;  $m_1$  – маса вантажу;  $l$  – довжина підвісу;  $\varphi_1, \varphi_2$  – кут повороту двигуна, крана;  $\varphi_3$  – кут повороту прямої, що проходить через вісь обертання крана й оголовка стріли;  $\varphi_4$  – кут повороту прямої, що проходить через центр ваги й вісь обертання крана;  $M_c$  – момент статичного опору повороту;  $M_{dv}$  – рушійний момент двигуна або гальма.

Дана розрахункова схема також не враховує закручування башти. Не враховує вплив зазорів, відхилення вантажу в площині підвісу. Не врахований вплив вітру.

А.А. Зарецький приводить чотиримасову динамічну систему, що дозволяє врахувати коливання мас металоконструкції стріли й башти, а також

просторові коливання вантажу. На рис. 1.9, *з* позначено:  $J$  – момент інерції обертових частин механізму повороту й поворотної платформи, наведеної до осі обертання крана;  $m_1$  – маса частин крана, наведена до верху башти;  $m_2$  – маса частин крана, наведена до голівки стріли;  $m_3$  – маса вантажу й вантажозахватного пристрою;  $M_{\text{над}}$  – надлишковий момент механізму повороту, наведений до осі обертання крана;  $W_1, W_2, W_3$  – сили від бічного вітру й нахилу крана, прикладені відповідно до мас  $m_1, m_2, m_3$ .

Перевагою даної математичної моделі є те, що враховано закручування башти й вигин стріли, вплив вітру, просторове відхилення вантажу. На підставі розрахунків зроблені висновки про те, що переміщення голівки стріли визначається головним чином крутильною жорсткістю башти. Вигин вежі мало впливає на це переміщення. У зв'язку з тим, що швидкості механізму повороту порівняно малі, вплив відцентрової сили на відхилення вантажу можна не враховувати. Під час повороту крана при дії вітру й нахилі найбільші коливання вантажу виникають у випадку співпадіння напрямку обертання й дії вітру та нахилу. Протягом першого напівперіоду коливань вантажу, динамічні навантаження, викликані його відхиленням від вертикалі, віднімаються від навантажень, обумовлених дією вітру й нахилу. Протягом другого напівперіоду, якщо коливання вантажу не загасають, навантаження складаються.

До недоліків даної моделі варто віднести те, що розгін системи відбувається під дією пускового моменту, а не за реальними характеристиками. Не враховані й сили тертя.

А.І. Інденбаум враховує вплив зазору. На рис. 1.9, *д* наведена п'ятимасова розрахункова схема. До недоліків варто віднести, те, що навантаження від вітру й ухилу шляху прийняті постійними, хоча їх вплив на кран при повороті різний. Розгін системи також прийнятий під впливом середньопускового моменту.

Н.Х. Атанасов і Д.П. Волков повідомляють, що в результаті проведеного аналізу п'ятимасових, чотиримасових, тримасових і двомасових пружних динамічних систем, що дозволяють досліджувати динаміку й режими навантаження механізму повороту крана, було встановлено, що з достатньою точністю кран може бути представлений у вигляді чотиримасової динамічної системи із зазором (рис. 1.9, *ж*). Похибка при переході від п'ятимасової системи до чотиримасової шляхом об'єднання мас башти й стріли й відповідно крутильної жорсткості башти й згинаючої стріли дає незначну похибку у межах 3–7 % при визначенні максимальних навантажень, що діють на механізм повороту. Подальше спрощення розрахункових схем до тримасових і двомасових вносить істотні похибки, якими не слід нехтувати.

На рис. 1.9, *ж* прийняті наступні позначення:  $J_1$  – момент інерції якоря електродвигуна й усіх обертових частин на швидкохідному валу редуктора мас;  $J_2$  – момент інерції поворотної платформи з противагою;  $J_3$  – момент інерції башти й стріли крана;  $J_4$  – момент інерції вантажу;  $C_1$  – жорсткість механізму повороту і його кріплення до рами;  $C_2$  – жорсткість башти й стріли;



$C_3$  – жорсткість підвіски вантажу;  $\varphi_{\Delta}$  – сумарний зазор у механізмі повороту;  $M_e$  – крутний момент електродвигуна;  $M_{оп}$  – момент опору.

Момент  $M_e$ , який створюється електродвигуном представлений у функції його частоти обертання в процесі перемикання пускових опорів у ланцюзі керування. Перемикання здійснюються при досягненні електродвигуном певної наперед заданої частоти обертання, величина якої визначалася експериментально для ряду кранів.

Експериментально було встановлено, що максимальний момент від тертя й ухилу лежить у межах 10–20 % від номінального моменту і його зміна може бути апроксимована лінійними функціями від кута повороту стріли. Тому момент опору повороту  $M_{оп}$  визначався зміною моменту тертя в опорно-поворотному пристрої, ухилу рейкового шляху й вітрового навантаження. Це варто віднести до переваг даної математичної моделі.

Дана розрахункова схема не враховує вплив демпфіруючих опорів в елементах конструкції, це варто віднести до недоліків системи. Крім того, об'єднання мас (жорсткостей) стріли й башти, не дозволяє визначити динамічні навантаження, що виникають у них.

Н.І. Кравець розробив математичну модель крана, оснащеного декількома механізмами повороту.

Модель (рис 1.9, е) є загальною для кранів з поворотною й неповотною баштою, розходження між цими кранами виражається в значеннях коефіцієнтів жорсткості металоконструкції, як над опорно-поворотним колом, так і під ним. У моделі прийняте пружне закріплення редукторів, що дозволяє шляхом завдання відповідного коефіцієнта жорсткості кріплення розглядати також крани із практично жорстким кріпленням редукторів.

На основі аналізу експериментальних даних, отриманих співробітниками ВНДІБУДДОРМАШ, при описі рухів крана прийняті наступні припущення:

- вантаж коливається в тангенціальній площині на підвісці постійної довжини;
- башта абсолютно тверда при вигині; зубчасті передачі кінематично жорсткі;
- зазори, наявні в кінематичному ланцюзі, зосереджені в одному місці;
- момент інерції обертових частин редуктора зосереджений на його швидкохідному валу, а жорсткість цього валу дорівнює наведеній жорсткості всіх валів редукторів;
- момент двигуна й гальма змінюється за статичними механічними характеристиками;
- тертя колодок об гальмовий шків, корпус редуктора в гнізді обойм опорно-поворотного кола між собою – сухе;
- коефіцієнт корисної дії редуктора постійний і різний для прямого (від двигуна) і зворотного (до двигуна) напрямків потоку потужності.

Дослідження показали, що гальмування механізму повороту моментом електромеханічного гальма рівним розрахунковому, без попереднього зниження швидкості на кранах типу КБ 405.2 і КБ 572 при найбільших спостере-

жуваних в експлуатації зазорах, максимальні навантаження на механізм повороту в деяких випадках перевищують подвоєний максимальний момент установленого на них двигуна.

Розрахунки показали, що зменшення жорсткості кріплення редуктора знижує до 30 % максимальне навантаження на механізм повороту при гальмуванні кранів з поворотною баштою й практично неефективно на кранах з неповоротною баштою.

Недоліком даної математичної моделі є те, що не враховано вплив вітру, не враховані перемикання двигуна по ступеням.

Проведений огляд численних досліджень показує цікавість учених до проблеми точного визначення й пошуку шляхів зниження динамічних навантажень, що виникають при повороті баштових кранів, що підтверджує актуальність цього напрямку.

У подальшому розглядаємо натурний баштовий кран КБ 405-2А в/п 9,3 т, всебічно випробуваний НТУ «ХПІ» в 1984 р. на Харківському ДБК-1. За основу прийнята шестимасова система (рис. 1.10), що дозволяє врахувати найбільш характерні процеси, що протікають при повороті: закручування башти,

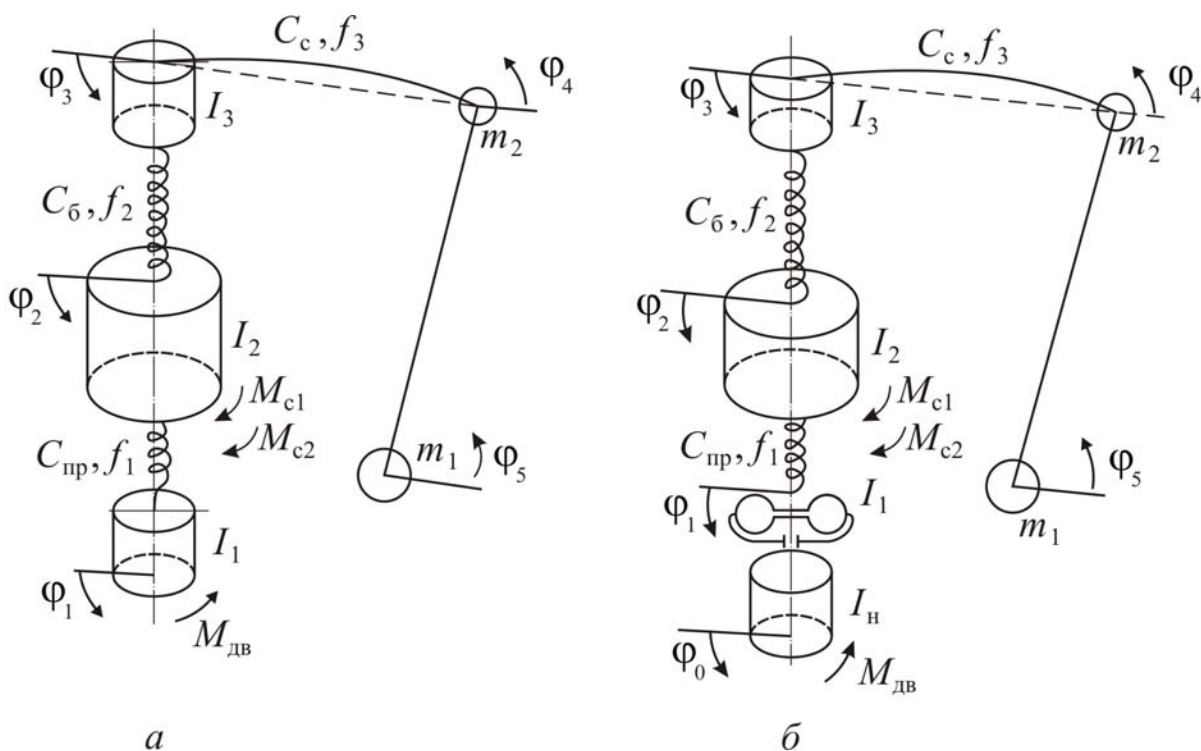


Рис.1.10. Еквівалентна схема крана:

*а* – із електромеханічним приводом; *б* – із гідродинамічним приводом:

$\varphi$  – зведені до осі обертання крана переміщення відповідних ланок;  $J_n, J_1, J_2, J_3$  – моменти інерції ротора електродвигуна і насосної частини гідромуфти, турбінної частини гідромуфти і редуктора, поворотної платформи і частини башти, башти і стріли, віднесених до оголовка башти;  $m_1, m_2$  – маса вантажу і маса стріли, віднесена до оголовка стріли;  $C_{пр}, C_б$  – зведена до осі обертання крана крутильна жорсткість відповідно редуктора і башти;  $C_с$  – зведена жорсткість на згин стріли з площини підвісу вантажу;  $f_1, f_2, f_3$  – коефіцієнти непружних втрат у ланках;  $M_{c1}, M_{c2}$  – моменти опору від сил тертя в трансмісії й опорно-поворотному колі

вигин стріли, відхилення вантажу. Розрахункова схема дозволяє врахувати жорсткості окремих елементів металоконструкції, моменти інерції обертових частин крана, моменти опору рухові від сил тертя. Як самостійні маси виділені двигун, гідромуфта, платформа, стріла, вантаж.

При включенні приводу починають обертатися двигун і зв'язане з ним насосне колесо муфти. Тому перша маса  $J_n$  включає момент інерції двигуна і насосної частини гідромуфти (насосне колесо і усі жорстко зв'язані з ним елементи муфти). Далі за допомогою робочої рідини, що заповнює гідромуфту, обертання передається турбінному колесу, жорстко зв'язаному з редуктором. Вихідний вал редуктора передає значні крутні моменти. Відзначимо, що саме тут найчастіше відбуваються поламки. Для аналізу цих явищ друга зосереджена маса  $J_1$  включає моменти інерції турбінної частини муфти і редуктора, зведені до осі обертання крана за загальними правилами. Так як робоча рідина заповнює одночасно робочих колеса муфти, її об'єм розбитий на дві складові в наступному співвідношенні: 0,4 об'єму відноситься до насосного колеса; 0,6 об'єму – до турбінного. Таке співвідношення викликане різницею кутових швидкостей коліс: під впливом більшої швидкості насосного колеса більша кількість рідини в результаті дії відцентрових сил прагне до периферії й потрапляє на лопатки турбінного колеса. При обертанні крана башта великої довжини закручується.

Розглянемо башту як затиснену балку з рівномірно розподіленою масою. Замінімо її еквівалентною схемою з масами, зосередженими у місці її кріплення та оголовка. У зв'язку з тим, що башта зміщена щодо осі обертання, зробимо приведення.

У випадку повороту крана стріла згинається. Останню будемо апроксимувати балкою з рівномірно розподіленою масою. У схемі представимо її двома масами, зосередженими в місцях кріплення та оголовка.

Отже, третя зосереджена маса  $J_2$  включає моменти інерції поворотної платформи і частини башти; четверта  $J_3$  моменти інерції частини башти і частини стріли; п'ята  $m_2$  – масу частини стріли. Між ними діють пружні зв'язки. Жорсткість башти  $C_6$  і стріли  $C_c$  визначаються по методу розбивки конструкції на ряд найпростіших елементів і підсумовування переміщень від деформацій.

Для розрахунків відхилення вантажу з площини підвісу введена шоста маса  $m_1$ , що відповідає масі вантажу, який піднімається, і вантажозахоплюючих засобів.

Під час повороту мають місце вигини башти і стріли, відхилення вантажу в площині підвісу вантажу і т.д. Через малу значимість цих процесів в умовах даної задачі ними зневажаємо.

Коливальний процес системи опишемо системою диференціальних рівнянь, складених на основі рівняння Лагранжа:

$$J_n \ddot{\phi}_0 = M_{\text{дв}} - M_{\text{гм}};$$

$$J_1 \ddot{\phi}_1 = M_{\text{гм}} l - M_{\text{с1}} \text{sign} \dot{\phi}_1 - M_{\text{г}} - C_{\text{пр}} (\phi_1 - \phi_2) - f_1 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2);$$

$$J_2 \ddot{\phi}_2 = C_{\text{пр}} (\phi_1 - \phi_2) + f_1 (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + C_6 (\phi_3 - \phi_2) + f_2 (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_2) - M_{\text{с2}} \text{sign} \dot{\phi}_2;$$

$$J_3 \ddot{\phi}_3 = C_6 (\phi_2 - \phi_3) + f_2 (\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3) + C_{\text{с}} R^2 (\phi_4 - \phi_3) + f_3 (\dot{\phi}_4 - \dot{\phi}_3);$$

$$m_2 \ddot{\phi}_4 = C_{\text{с}} R^2 (\phi_3 - \phi_4) + f_3 (\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_4) + \frac{g m_1 R^2}{l} (\phi_5 - \phi_4) + M_{\text{в}} B;$$

$$\ddot{\phi} = \frac{g}{l} (\phi_4 - \phi_5).$$

Тут  $\phi_i = (i = 0 \dots 5)$  – кути переміщення відповідних мас (див. рис. 1.9);  $M_{\text{дв}}$  – момент двигуна, який описується рівнянням Клоса;  $M_{\text{гм}}$  – момент, переданий гідромуфтою;  $M_{\text{с1}}, M_{\text{с2}}$  – зведені до осі обертання крана моменти опору в редукторі й опорно-поворотному колі;  $f_i = (i = 1, 2, 3)$  – коефіцієнт непружних втрат відповідної ланки;  $M_{\text{г}}$  – зведений момент гальмування з урахуванням електромагнітної інерції обмоток (починає діяти при досягненні краном визначеного кута) – визначається рівнянням

$$M_{\text{г}} \text{sign} \dot{\phi}_1 = T_1 \dot{M}_{\text{г}} + M_{\text{г}},$$

де  $T_1$  – електромагнітна стала часу приводу гальма, с;  $C_{\text{пр}}$  – жорсткість трансмісії; Н·м/рад.;  $R$  – виліт;  $M_{\text{в}}$  – момент вітрового навантаження;  $B$  – оператор, що характеризує напрямок вітрового навантаження;

$$B = [\cos(\phi_1 + \phi_2)] \cos(\phi_4 + \phi_3),$$

де  $\phi_3$  – фаза вітрового навантаження;  $T_{\text{т}}$  – стала часу електромагнітної інерції обмоток гальма:  $T_{\text{т}} = (0,3 \div 0,5) 2\pi\phi$ , де  $\phi$  – частота електричної мережі,  $\phi = 50$  Гц.

Момент гідромуфти  $M_{\text{гм}}$  з урахуванням гідродинамічної інерції формування потоку пов'язаний із моментом  $M_{\text{гм.ст}}$  за статичною характеристикою

$$\dot{M}_{\text{гм.ст}} = \frac{1}{a} \dot{M}_{\text{гм}} + M_{\text{гм}}.$$

Відзначимо, що  $a$  – коефіцієнт, який враховує гідродинамічну інерційність формування потоку. Він характеризує інтенсивність збільшення моменту, який передається гідромуфтою і залежить від наповнення. Для гідромуфти досліджуваного типорозміру у випадку номінального наповнення

$$a = e^{0,667 \ln t}.$$

При зупинці крана для запобігання руху від моментів сил опору повинна виконуватися умова  $M_{\text{с1}} = M_{\text{с2}} = 0$ . З іншого боку, система не повинна розганятися доти, поки рушійний момент не перевищить сумарний момент опору

$$M_{\text{дв}} i < C_{\text{пр}} (\varphi_1 - \varphi_2),$$

де  $i$  – передавальне число трансмісії;

$$C_{\text{пр}} (\varphi_1 - \varphi_2) < C_6 (\varphi_2 - \varphi_3).$$

На рис 1.11 показані теоретичні графіки моделювання зміни швидкостей насосної 1 і турбінної 2 частин гідромуфти, стріли 3, вантажу 4, моменту гідро-

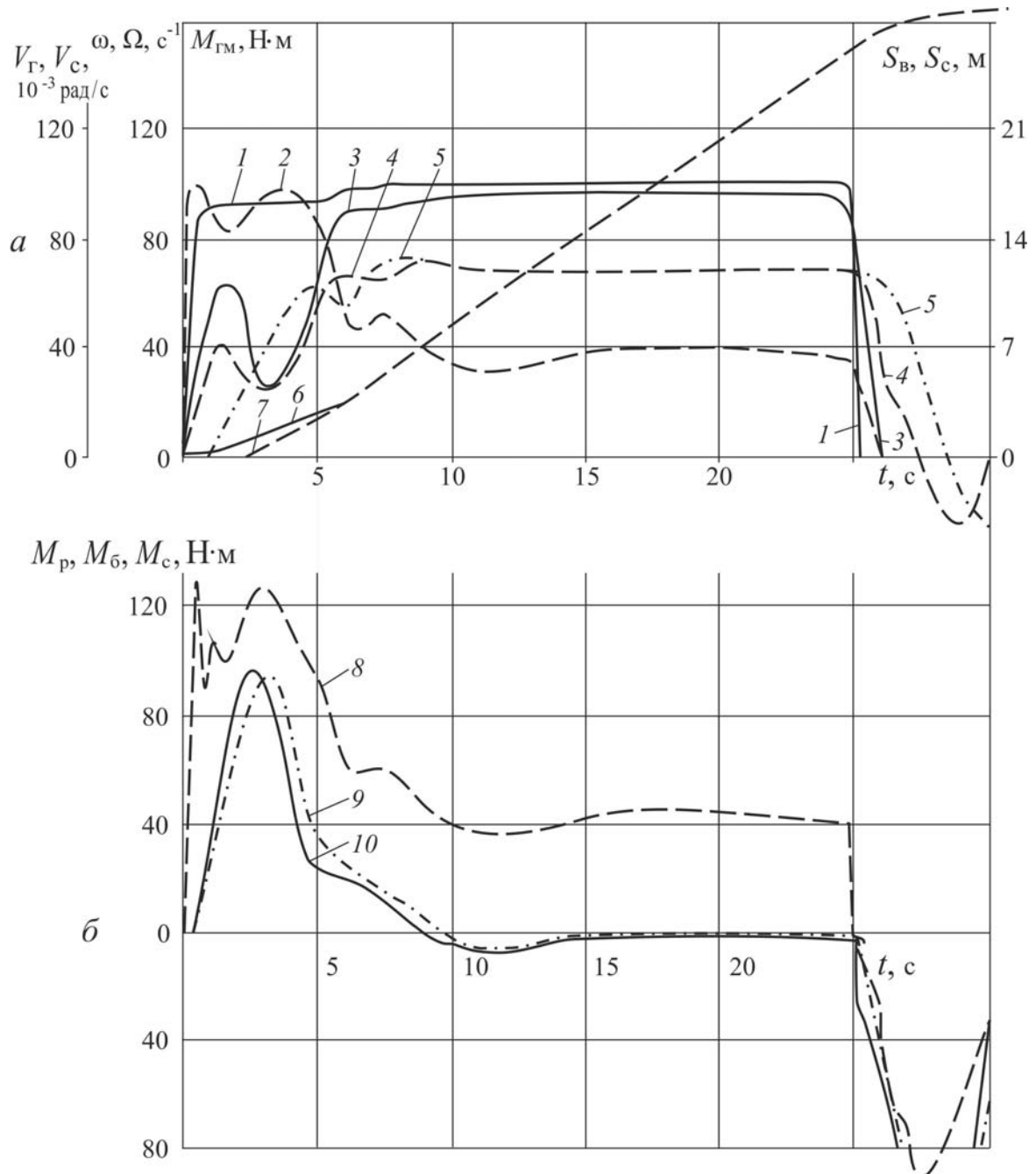


Рис.1.11. Графіки перехідних процесів при гідродинамічному приводі.

1 – кутова швидкість насосної частини гідромуфти; 2 – момент гідромуфти; 3 – кутова швидкість турбінної частини гідромуфти; 6, 7 – шлях стріли  $S_c$  і вантажу  $S_B$ ; 8, 9, 10 – крутні моменти відповідно на виході з редуктора, біля кореня башти, біля кореня стріли, зведені до осі обертання крана, при  $Q = 6,9$  т,  $R = 25$  м,  $l = 20$  м,  $M_B = 0$

муфти 5, а також шляху вантажу 6 і стріли 7 як функції часу. З аналізу рис. 1.11, *a* випливає, що під час пуску привода різко зростають швидкість насосної частини муфти і момент гідромуфти. Швидкість турбінної частини змінюється плавно і досягає свого номінального значення за 6–8 с. Провал у початковий період пуску пов'язаний з динамічним додатком навантаження. Через деякий час, зв'язаний з інерційністю системи, починають рух стріла і вантаж. Швидкість вантажу на відміну від швидкості стріли, описується плавною лінією без провалів. Це пов'язане з гнучким підвісом вантажу. Вантаж спочатку трохи відстає від стріли. Потім через 5–6 с криві шляхів стріли і вантажу зливаються. При гальмуванні спостерігається незначне відхилення вантажу.

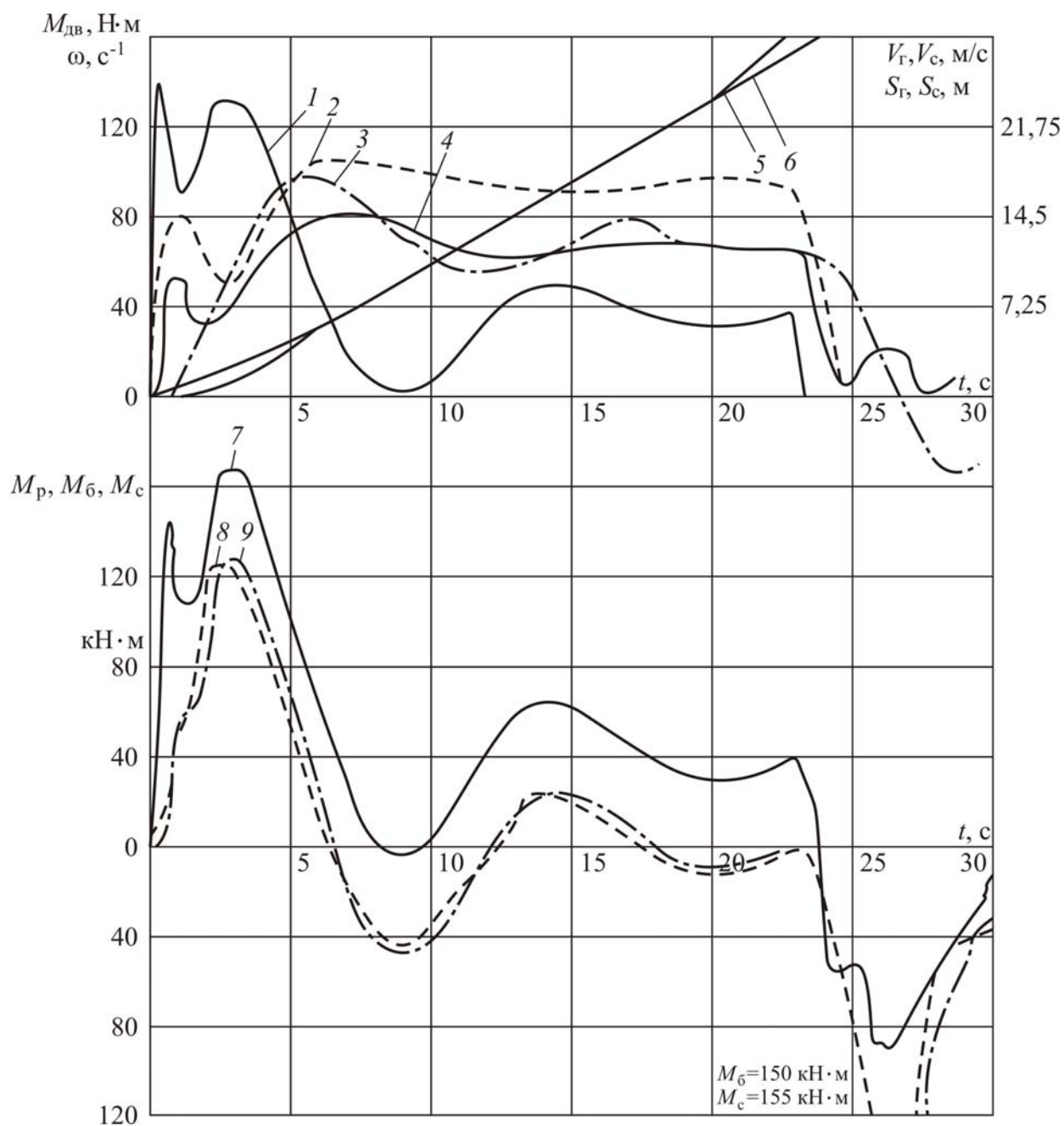


Рис. 1.12. Графіки перехідних процесів при електромеханічному приводі

На рис. 1.11 представлені зміни моментів на виході з редуктора 1, у корені башти 2, в основі стріли 3. Момент на виході з редуктора в початковий період відповідає 120–140 кН·м, моменти башти і стріли – 90–120 кН·м, що на 10–15 % менше, ніж за електромеханічного приводу. Після закінчення 3–4 с динамічні навантаження падають і коливання швидко загасають.

На рис. 1.12 приведені теоретичні графіки моделювання процесів при електромеханічному приводі повороту баштового крана КБ 405.2

Криві 1 і 2 характеризують момент і швидкість двигуна.

Криві 4 і 5 характеризують швидкість вантажу і пройдений шлях  $V_b, S_b$ ), криві 3 і 6 – швидкість  $V_c$  і шлях  $S_c$  стріли.

Криві 7, 8, 9 (див. рис. 1.12) характеризують моменти в редукторі  $M_p$ , башти  $M_b$  і стрілі  $M_c$ .

На рис. 1.13 представлені графіки пуско-гальмівних процесів для гідродинамічного привода при тих же початкових умовах. Швидкість двигуна й момент муфти характеризуються кривими 1, 2.

Після пускового піка динамічні навантаження  $M_p, M_b, M_c$  (криві 8, 9, 10) падають і під час усталеного руху залишаються незмінними. При пуску  $M_p$  досягає 130 кН·м,  $M_b$  і  $M_c$  – 90 кН·м, при гальмуванні –  $M_p$  – 70 кН·м,  $M_b, M_c$  – 140–150 кН·м.

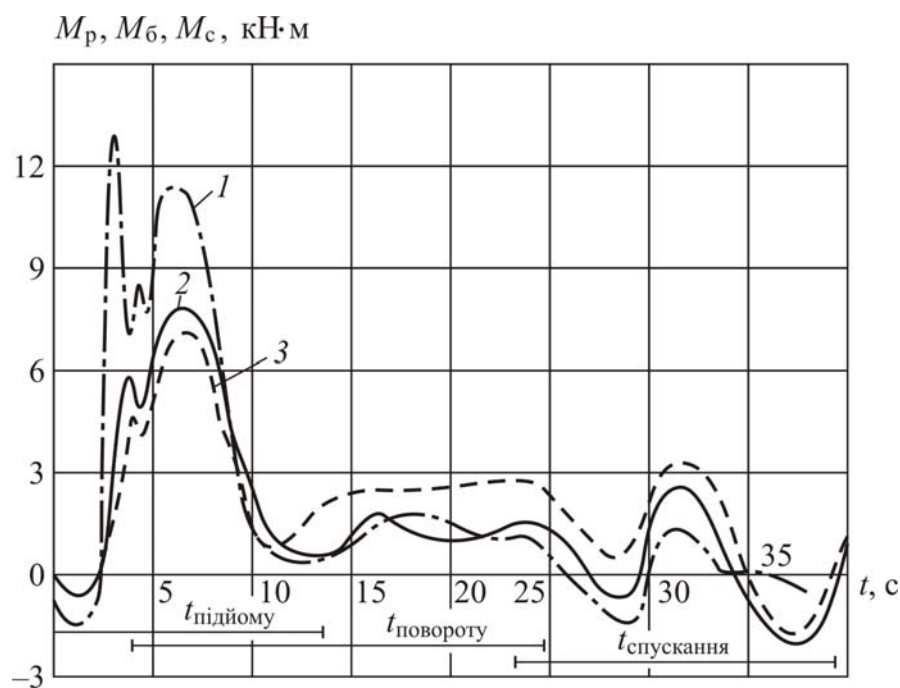


Рис. 1.13. Графік зміни у часі крутних і згинаючих моментів при гідродинамічному приводі

На відміну від електромеханічного привода, де криві динамічних навантажень носять коливальний характер, при гідродинамічному приводі коливання швидко загасають і навантаження стабілізуються.

З метою порівняння створеного гідродинамічного й існуючого електромеханічного приводів проведені промислові випробування на баштовому крані

КБ 405.2 у м. Харкові на ДБК-1. При випробуваннях найбільша увага приділялася експлуатаційним показникам: працездатності, надійності й продуктивності.

Дослідження проводилися за умовними циклами, що включали підйом максимального вантажу з рамки при найбільшому вильоті, поворот і опускання в наступну рамку. Рамки виконані з полем допуску 10 см на сторону. Було здійснено 50 робочих циклів з кожним приводом, що забезпечило довірчу ймовірність 0,9. Для з'ясування характеру й величини динамічних навантажень застосовувалася тензометрична апаратура. Осцилографувались крутні моменти на вихідному валу редуктора  $M_p$  і в корені башти  $M_b$ , згинальний момент у корені стріли  $M_c$ , кутові швидкості насосної й турбінної частин гідромуфти, відхилення вантажу із площини підвісу, споживана потужність. Для фіксування початку й закінчення циклу осцилографувався також струм вантажної лебідки. Відхилення каната записувалося за допомогою авіагоризонту АГК-47В.

Випробування показали, що гідродинамічний привод працездатний і відповідає всім вимогам, запропонованим до кранових механізмів. Він обумовлює більш плавні пуско-гальмівні процеси. Імпульсне керування приводом забезпечує наводочну швидкість на рівні 0,1–0,2 номінальної.

У результаті обробки осцилограм отримані графіки (рис. 1.13, 1.14) зміни в часі крутних моментів на виході з редуктора 1, у корені башти 2, згинального моменту в корені стріли 3. Неважко побачити, що динамічні навантаження при гідродинамічному приводі значно нижче. Експлуатаційна продуктивність

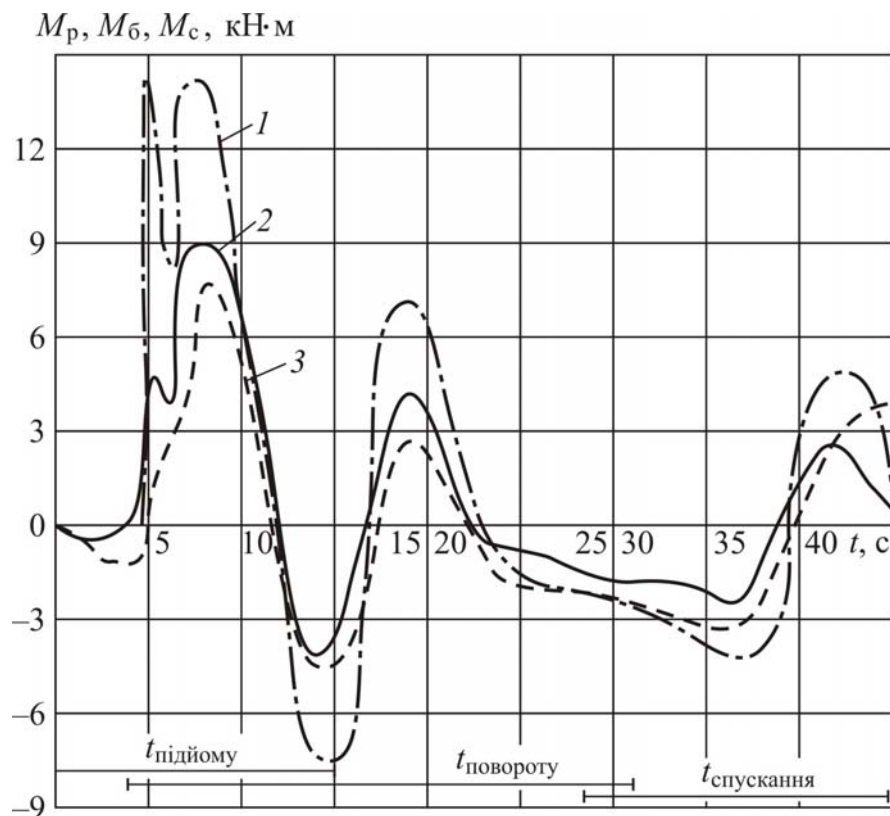


Рис. 1.14. графік зміни у часі крутних і згинаючих моментів при електромеханічному приводі



крана за рахунок кращої керованості (наявність наводочної швидкості й противмикання) і зменшення розгойдування вантажу підвищується на 25–30 %. Застосування гідродинамічного привода знижує динамічні навантаження в стрілі й башті на 15–20 %, а на вихідному валу редуктора – 10–15 %. Це підвищує довговічність трансмісії й крана в цілому. Досвід тривалої експлуатації кранів КБ із гідродинамічним приводом на Харківському ДБК-1 підтвердив їх позитивні якості.

#### 1.4. Експериментальні натурні випробування механізму повороту баштового крана КБ 405.2

Рамки імітують місце, з якого потрібно взяти вантаж і місце, в яке цей вантаж потрібно кранівнику установити.

На рис. 1.15 приведена електрична схема промислових випробувань гідродинамічного привода механізму повороту баштового крана КБ 405.2А

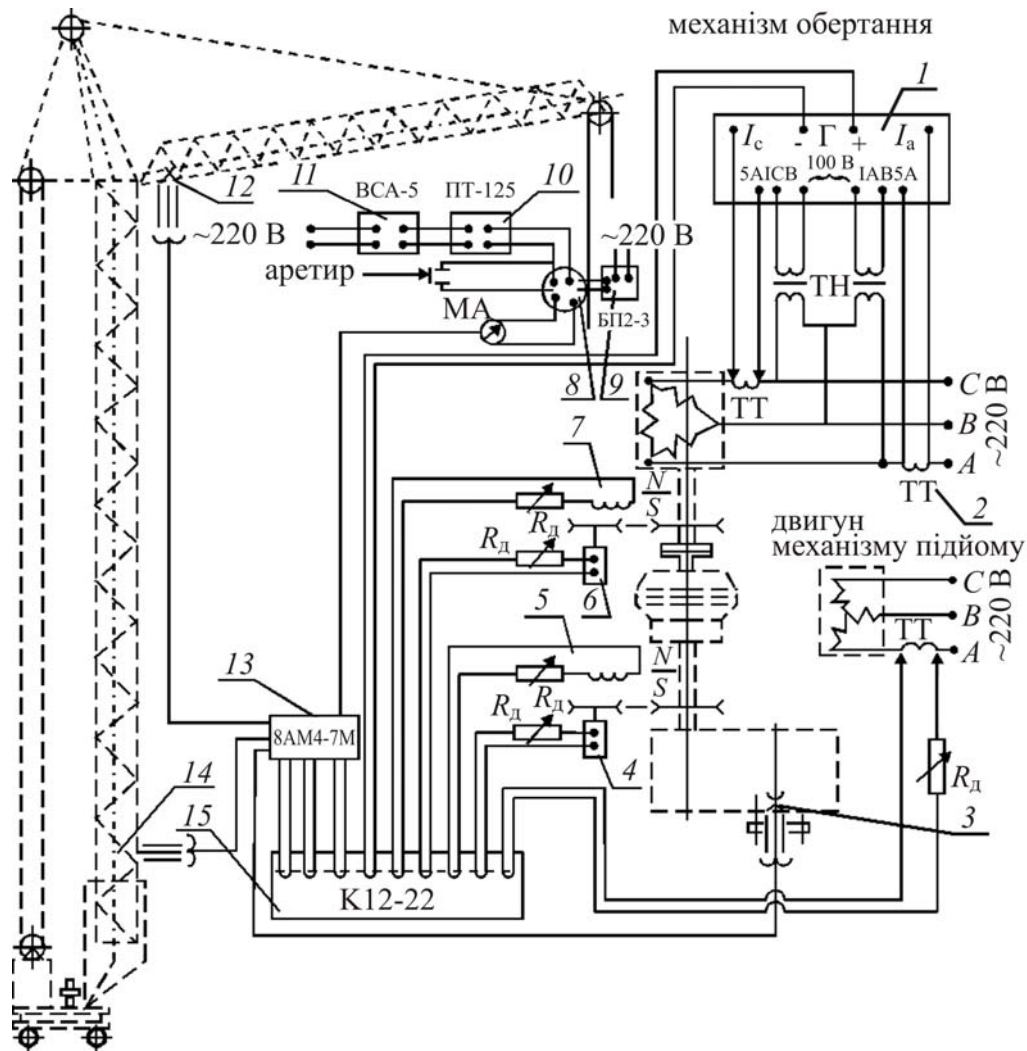


Рис. 1.15. Електрична схема промислових випробувань:

- 1 – перетворювач потужності П00-4; 2 – трансформатор струму; 3, 12, 14 – тензодатчики;  
4, 6 – тахогенератор; 5, 7 – імпульсний лічильник числа обертів; 8 – авіагоризонт ПГВ-03;  
9, 11 – блок живлення; 10 – умформер ПТ-125; 13 – підсилювач 8АМЧ-7М;  
15 – осцилограф К12-22

в/п 9,3 т на Харківському ДБК-1, що дозволяє всебічно оцінити зміни різноманітних параметрів при здійсненні краном свого робочого циклу.

При цьому осцилограф реєструє значення: крутних моментів на вихідному валу редуктора  $M_p$  й у корені башти  $M_b$ , згинального моменту у корені стріли  $M_c$ ; кутових швидкостей насосної (електродвигуна)  $\omega$  і  $\Omega$  турбінної частини гідромуфти; споживаної потужності  $N$ ; струму вантажної лебідки  $I_{вп}$ . Відхилення вантажу з площини підвісу  $\alpha$  вимірюється за допомогою авіагоризонту.

На рис. 1.16 наведено фото гідродинамічного привода механізму повороту баштового крана КБ 405.2 (Харківський домобудівний комбінат, 1984 р.).

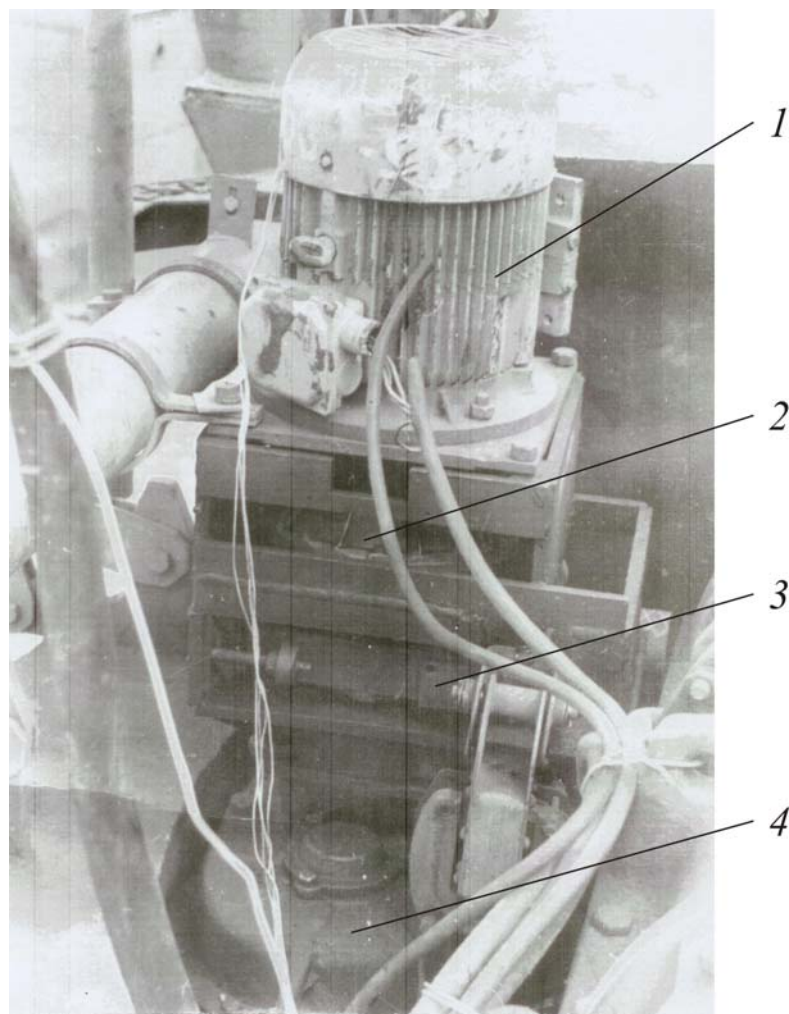


Рис. 1.16. Гідродинамічний привід механізму повороту баштового крана КБ 405.2:  
1 – електродвигун; 2 – гідромуфта; 3 – гальмо; 4 – редуктор

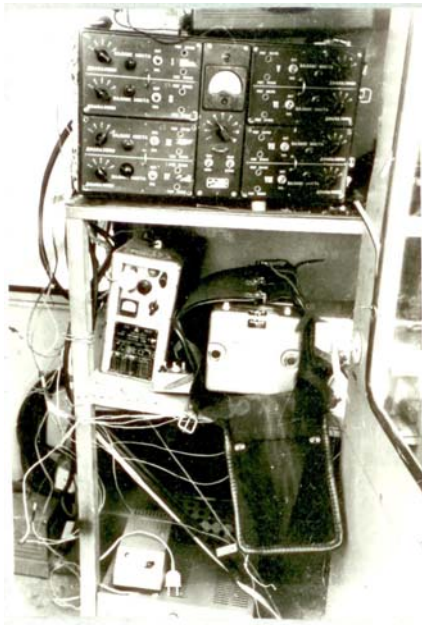
На рис. 1.17, а наведено фото апаратури для випробувань баштового крана КБ 405.2, де ми бачимо тензопідсилювач 8АН4–7м, осцилограф К12–22, блок стабілізації напруги та інші прилади для вимірювання.

На рис. 1.17, б наведено фото установки авіагоризонту ЦГВ-03.

Варто відзначити деякі особливості проведення натурних випробувань.

Для запису крутного моменту, який передається гідромуфтою, на конусну частину вихідного вала редуктора наклеєно чотири тензодатчика під кутом

45° щодо осі вала й взаємно перпендикулярно один до одного рівномірно по окружності. Датчики зв'язані в напівміст (рис. 1.19), що живлять провoda, виведені через осьовий отвір вала (рис. 1.18), ідуть на підсилювач 8АН4-7М і осцилограф К12-22 (рис 1.17).

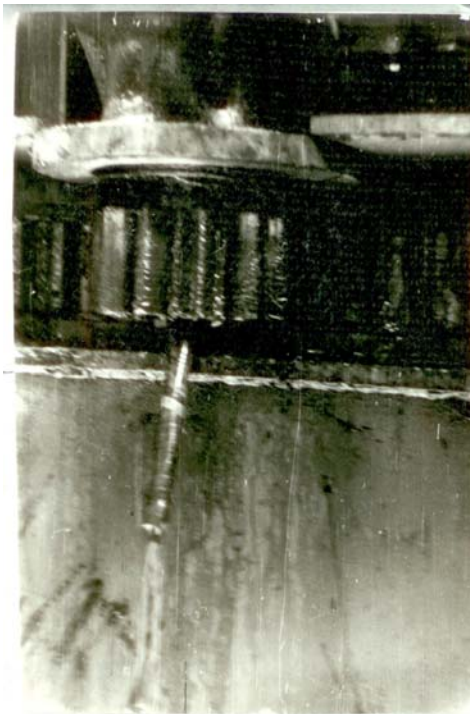


*а*



*б*

Рис. 1.17. Апаратура випробувань:  
*а* – у кабіні кранівника; *б* – установка авіагоризонту



*а*



*б*



*в*

Рис. 1.18. Вимірювання крутного моменту у вихідному валу редуктора механізму повороту, у елементах стріли і башти:  
*а* – вихідна шестерня механізму повороту; *б* – фрагмент стріли з установкою тензодатчиків;  
*в* – фрагмент башти з установкою тензодатчиків

Для запису крутного моменту, що розвивається у вежі на чотири розкоси й два пояси біля кореня башти наклеєні тензодатчики (рис. 1.20). У кореня стріли на два нижніх пояси уздовж осі пояса наклеєно чотири датчики для виміру згинального моменту з площини підвісу вантажу (рис. 1.21).

Тарировку крутного моменту вежі й згинального моменту стріли робимо безпосередньо на крані шляхом відхилення вантажу на певну величину при відомій довжині підвісу.

Для запису кутів відхилення вантажу застосовуємо авіагоризонт ЦГВ-03 (рис. 1.17, б). Він прикріплений до середньої точки вантажного каната, що йде на барабан зміни вильоту. У зв'язку з тим, що при випробуваннях установлено постійний виліт, а підйом здійснюється на 6–8 м прилад не буде заважати роботі. Живиться авіагоризонт від мережі крана через умформер ПТ-125, який перетворює частоту струму до 400 Гц (рис. 1.15). Умформер і блок живлення до нього ВСА-5К установлені в кабіні кранівника. Сигнал від авіагоризонту, що характеризує відхилення вантажу надходить через підсилювач на осцилограф.

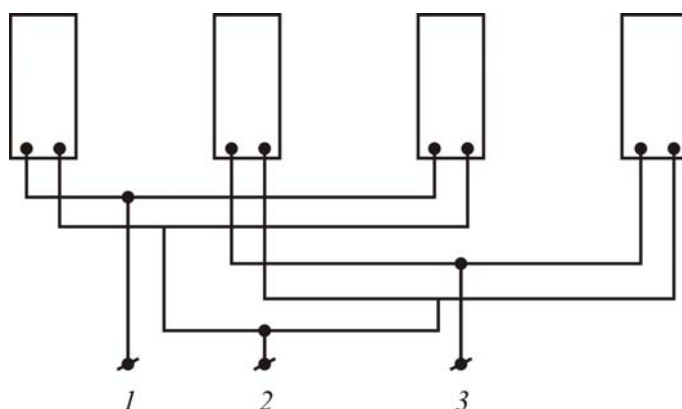


Рис. 1.19. Монтажна схема з'єднання тензодатчиків

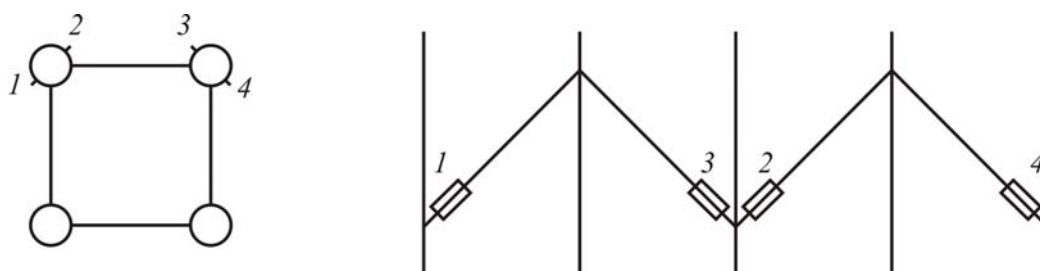


Рис. 1.20. Схема наклеювання тензодатчиків на пояси та розкоси башти

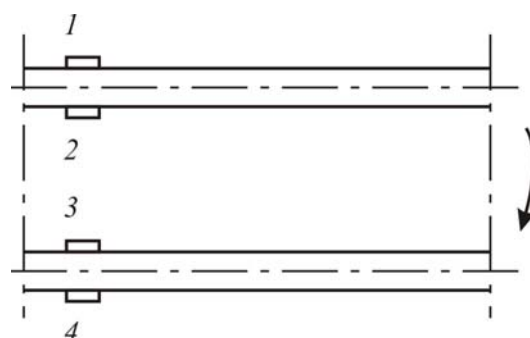


Рис. 1.21. Схема наклеювання тензодатчиків на пояси стріли



З метою виключення похибки при записі, перед кожним циклом за допомогою аретуючого пристрою здійснюється установка авіагоризонту на нульову відмітку. Аретуючий пристрій перебуває в корпусі авіагоризонту, а керується з кабіни кранівника шляхом замикання контактів.

Блок живлення БП2-3 живить котушки соленоїдів маятникової корекції, що визначає дійсну вертикаль.

Тарировка авіагоризонту здійснюється безпосередньо на крані перед випробуваннями та після закінчення за величиною дуги відхилення вантажу від нейтрального положення в одну та іншу сторону з наступним геометричним перерахуванням. Для правильної тарировки на гак вішається вантаж 3300 кг для того, щоб тримати всі вантажні канати в натягнутому положенні.

### 1.5. Імпульсне вмикання гідродинамічного привода

У багатьох випадках однією з вимог, до вантажопідйомних машин є наявність малої швидкості наведення.

Відомо, що для зменшення часу циклу механізм повороту повинен мати високу робочу і малу швидкість наведення за будь-якого моменту навантаження  $M_c$ . Невизначеність навантаження викликана тим, що істотний вплив на  $M_c$  складають величина і напрямок вітрового навантаження, маса вантажу, що піднімається, виліт, ухил шляху. Привод механізму повороту, наприклад, баштового крана повинен забезпечити навідну швидкість за всіх можливих значеннях  $M_c$ .

Для оцінки регулювальної здатності привода введемо критерій повноти регулювання

$$T = \sum_{i=1}^i |\Delta M_i| / \Delta M_c,$$

де  $\Delta M_c$  – діапазон моменту опору, який забезпечує наводочну швидкість  $i$ -ої характеристики.

Розглянемо два варіанти гідродинамічного привода механізму повороту баштових кранів КБ 405.2, які відрізняються електродвигунами: з фазним ротором типу МТФ 112-6 і з короткозамкненим ротором типу МТКФ 112-6, при цьому в ланцюг статора введемо додаткові реостатні опори, або без них, МТКФ 112-6 112-6 або 4А 132 S 6У3.

Розглянемо привод з фазнороторним електродвигуном. У стаціонарному режимі вираз для моменту, який передається двигуном (за кусково-параболічної апроксимації зони докритичних ковзань механічної характеристики), має вигляд

$$M_{\text{дв}} = a_1 \omega^2 + a_2 \omega + a_3, \quad (1.8)$$

де  $a_1, a_2, a_3$  – коефіцієнти апроксимації відповідної механічної характеристики електродвигуна, значення яких можна визначити, розв'язавши систему рівнянь

відносно  $M_{\text{дв}}$  для трьох значень характеристики;  $\omega$  – кутова швидкість електро-двигуна.

Механічну характеристику гідромумфти за номінальної швидкості насосної частини  $\omega_i$  (див. рис. 1.22) можна описати так:

$$M_{\text{ГМ}} = (b_1 S^2 + b_2 S) \omega^2 / \omega^2,$$

де  $S$  – ковзання гідромумфти;  $S = (\omega - \Omega) / \omega$ ;  $\Omega$  – кутова швидкість турбінного колеса мумфти.

Звідси

$$M_{\text{ГМ}} = c_1 \omega^2 + c_2 \omega \Omega + c_3 \Omega^2, \quad (1.9)$$

де  $c_1, c_2, c_3$  – коефіцієнти перетворення.

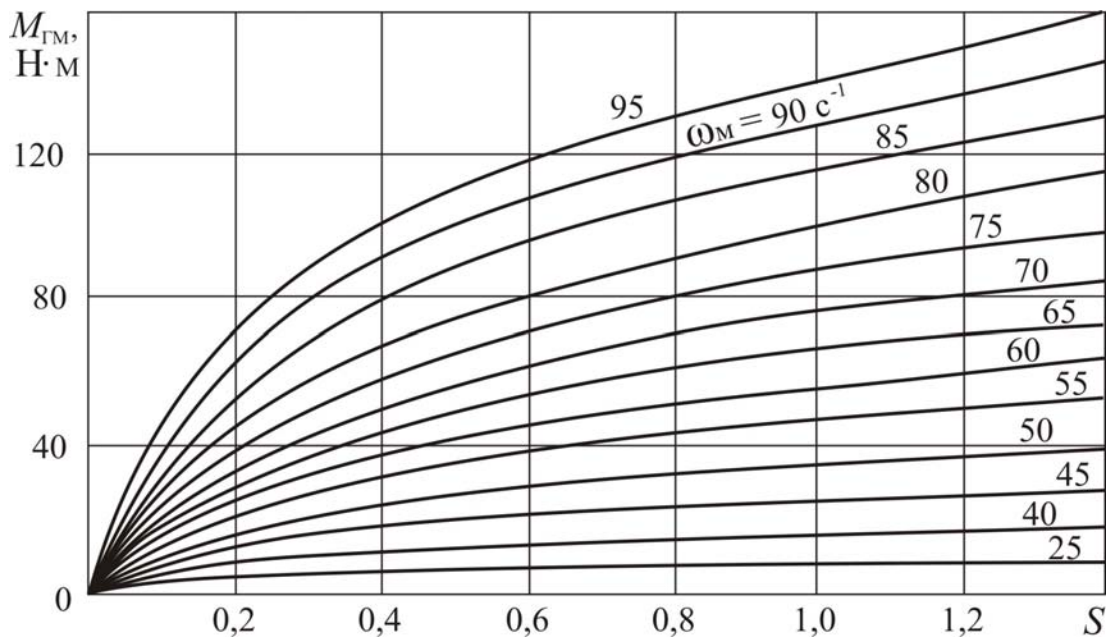


Рис. 1.22. Механічні характеристики гідромумфти в стаціонарному режимі

Розв'язання виразів (1.8) і (1.9) при  $M_{\text{дв}} = M_c$ ,  $M = M_c$  (у стаціонарному режимі) дає

$$\Omega = \left[ -c_2 \omega - \sqrt{c_2^2 \omega^2 - 4c_3 (-M_c + c_1 \omega^2)} \right] / 2c_3; \quad (1.10)$$

$$\omega = \frac{a_2}{2a_1} + \frac{a_2^2}{4a_1^2} - \frac{(a_3 - M_c)}{a_1}.$$

При визначених значеннях швидкостей  $\Omega$  і  $\omega$  для ряду значень  $M_c$  можна побудувати регульовальні характеристики гідродинамічного приводу  $\Omega = f(M_c)$  (див. рис. 1.21). Виходячи з того, що характеристики м'які повнота регулювання при шести ступенях двигуна і швидкості вихідної ланки механізму

$\Omega = 20 \text{ с}^{-1}$ , тобто 20 % номінальної  $T = 0,48$ , збільшимо кількість ступенів до 10 (рис. 1.23). При цьому  $T = 0,77$ . Електромеханічний привод забезпечить  $T = 1$  при  $\Omega = 40 \text{ с}^{-1}$ . Повнота регулювання гідродинамічного привода для тієї ж швидкості  $T = 0,77$  при шести ступенях і  $T = 0,86$  при десяти.

Таким чином, збільшення числа ступенів при  $\Omega = 40 \text{ с}^{-1}$  призводить до незначного ефекту.

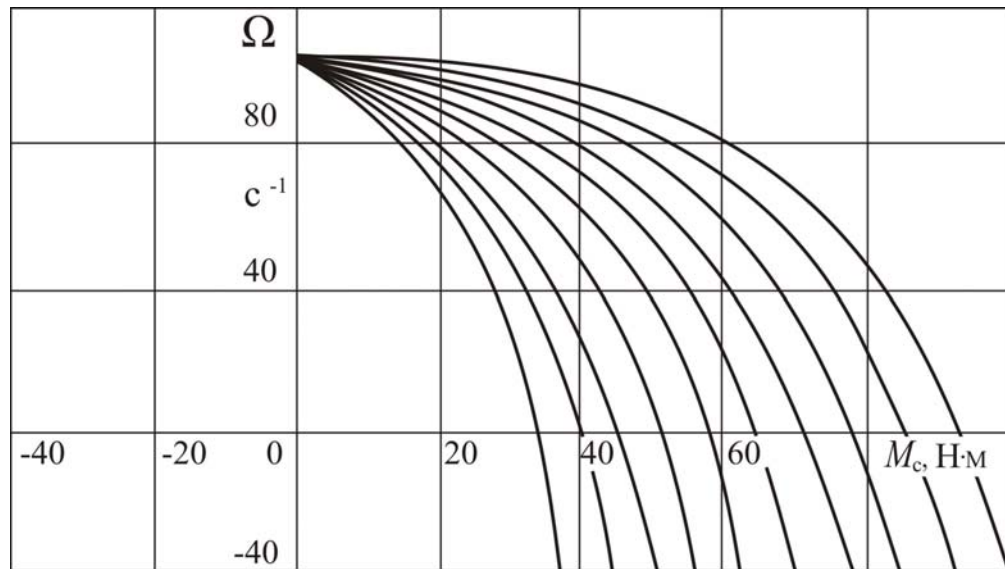


Рис. 1.23. Регулювальні характеристики гідродинамічного привода з двигуном МТФ 112-6

Альтернативним варіантом є гідродинамічний привод з короткозамкненим електродвигуном, де регулювання здійснюється введенням додаткових ступенів резисторів у ланцюг статора. Вважаємо мережу жорсткою. Момент, який передається електродвигуном, залежить від реального значення напруги на зажимах

$$M_{\text{дв}} = (a_1 \omega^2 + a_2 \omega + a_3) u^2 / u^2,$$

де  $u_{\text{н}}^2$  – номінальна напруга на клеммах електродвигуна;  $u$  – поточне значення напруги з урахуванням впливу реостатних опорів, що вводяться.

Оскільки  $M_{\text{дв}} = M_{\text{с}}$ , маємо

$$\omega = -a_2 / 2a_1 + \sqrt{(a_2 / 2a_1)^2 - (a_3 - M_{\text{с}} u^2 / u^2) / a_1}. \quad (1.11)$$

Змінюючи відношення  $u_{\text{н}}/u$ , маємо сімейство регулювальних характеристик.

Регулювальні характеристики можна подати графічно. Для цього побудуємо штучні характеристики електродвигуна і сімейства механічних характеристик гідромуфти для різних значень швидкості насосної частини. Ординати значень кожної механічної характеристики визначимо так:

$$M_X = (\omega_X / \omega_{\text{н}})^2 M_{\text{н}},$$

де  $M_X$ ,  $M_H$  – момент, що передається муфтою при швидкості насосної частини з поточним  $\omega_X$  і номінальним  $\omega_H$  значеннями.

За штучною характеристикою електродвигуна визначаємо момент  $M_X$ , що розвивається електродвигуном при швидкості  $\omega_X$ . При перетинанні  $M_X$  з відповідною механічною характеристикою гідromуфти  $\omega_X$  одержуємо ковзання  $S_X$ . Відомо, що  $\Omega_X = \omega_X(1 - S_X)$ . Аналогічні дії повторити для ряду значень кожної характеристики електродвигуна.

Задача забезпечення навідної швидкості вирішується за допомогою імпульсного керування приводом.

При розгляді гідродинамічного привода з короткозамкненим двигуном, де регулювання здійснюється введенням додаткових опорів у ланцюг статора (МТКР) отримаємо при  $\Omega = 20 \text{ с}^{-1}$  і шести ступенях регулювання  $T = 0,47$ , при десяти ступенях регулювання  $T = 0,67$ . Збільшивши  $\Omega = 40 \text{ с}^{-1}$ , отримаємо  $T = 0,7$  при шести ступенях і  $T = 0,81$  при десяти. Електромеханічний привод при  $\omega = 20 \text{ с}^{-1}$  видає  $T = 0$ , при  $\omega = 40 \text{ с}^{-1}$  –  $T = 0,35$  і  $T = 0,53$  при десяти ступенях.

Таким чином, застосування гідродинамічного привода з двигуном типу МТКР по відношенню до аналогічного електромеханічного підвищує повноту регулювання на 35–40 %.

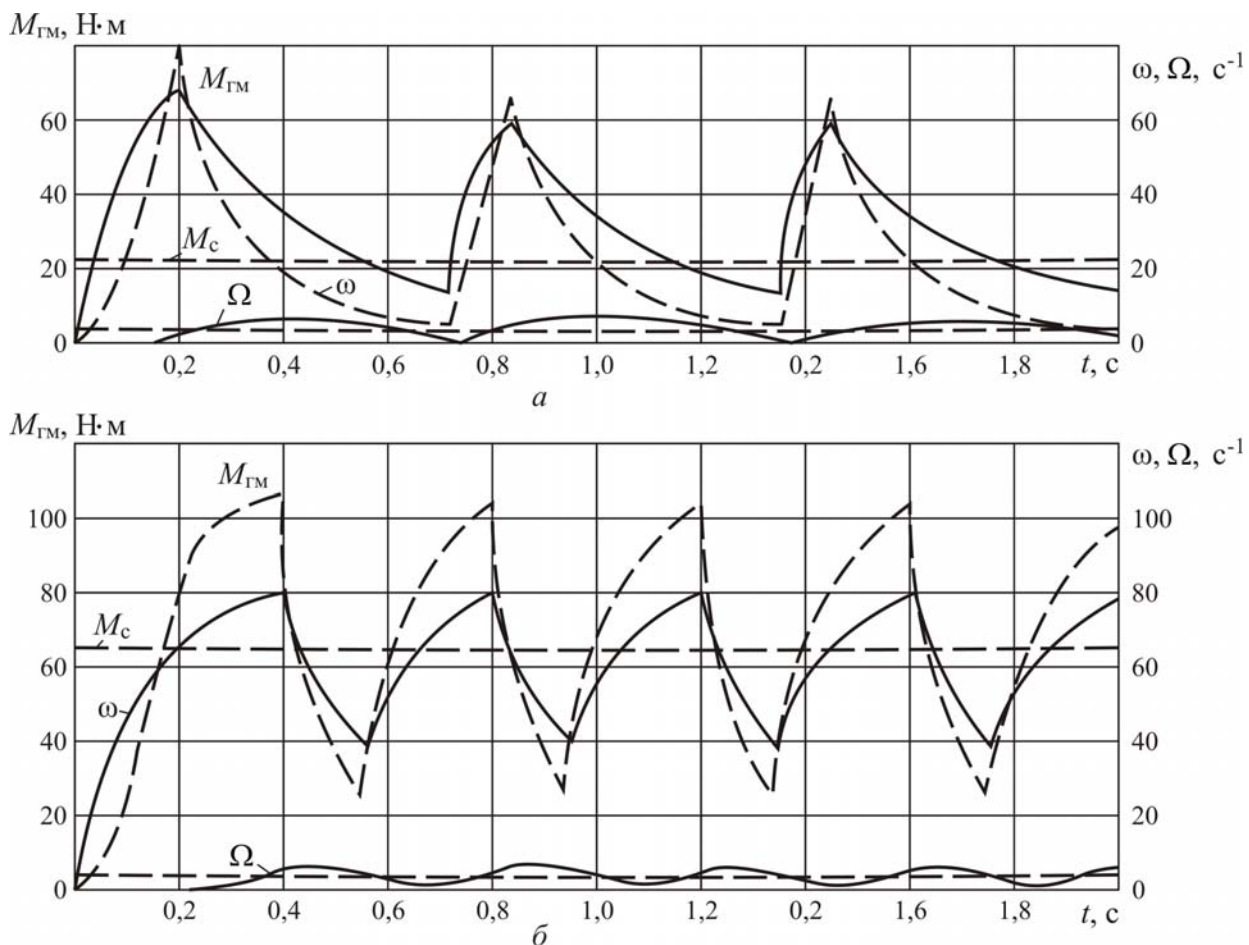


Рис. 1.24. Забезпечення наводної швидкості шляхом імпульсного керування гідродинамічним приводом з двигуном 4A132 S6Y3:

$a - M_c = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $б - M_c = 65 \text{ Н}\cdot\text{м}$



Відповідно до еквівалентної схеми крана, виконане математичне моделювання процесу наведення вантажу імпульсним керуванням. Дослідження проведене варіюванням величиною і напрямком вітрового навантаження ( $F_v = 50\text{--}25 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ), масою вантажу ( $Q = 6900\text{--}2300 \text{ кг}$ ), вильотом ( $R = 25\text{--}10 \text{ м}$ ), довжиною підвісу вантажу ( $L = 5\text{--}50 \text{ м}$ ). За наведену швидкість прийнята швидкість, яка дорівнює 10 % від сталої. Припустиме відхилення від зазначеної швидкості – 5 %. Методом задавання часу включення і часу паузи було обрано необхідний режим переключення.

На рис. 1.24 представлено графіки зміни у часі швидкостей  $\omega$ ,  $\Omega$  і моменту  $M_{г.м}$  муфти для гідродинамічного привода повороту з двигуном 4A132 S6Y3 при  $M_c = 20 \text{ Н}\cdot\text{м}$  и  $M_c = 65 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Як видно шляхом імпульсного вмикання привода створюємо наводочну швидкість  $\Omega$  наводки з варіаціями  $3\text{--}7 \text{ с}^{-1}$ . При збільшенні  $M_c$  збільшується частота вмикань.

Характер зміни числа вмикань привода у секунду для створення наводочної швидкості наведено на рис. 1.25.

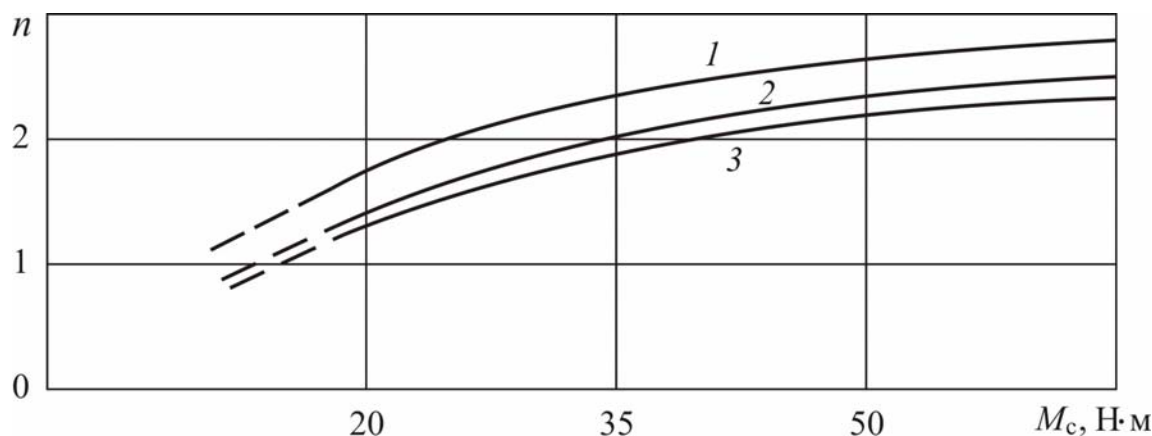


Рис. 1.25. Характер зміни числа вмикань привода в функції моменту навантаження при варіації типу двигуна і величини моменту інерції насосної частини муфти:  
1 –  $I_n$ ; 2 –  $1,5I_n$  при електродвигуні МТКФ П2-6; 3 –  $I_n$  при двигуні 4A132 S6Y3

При цьому частота вмикань привода практично не залежить від вильоту, маси вантажу, довжини підвісу вантажу і складає 1 вмикання на 3 с.

Вплив помірного вітрового навантаження (до 50 % робочого стану) на частоту вмикання також несуттєвий. При сильному попутному вітрі необхідний більш тривалий час паузи. При гідродинамічному приводі теплові втрати у двигуні і муфті складають 45–50 % від втрат робочого процесу, тобто лежать у допустимих межах.

При варіюванні масою вантажу, вантом, вітровим навантаженням, довжиною підвісу втрати у двигуні не змінюються. Несуттєво змінюються лише втрати у муфті.

Імпульсне керування електромеханічним приводом також забезпечує наводочну швидкість. Однак, при цьому теплові втрати у електродвигуні у 2–4 рази більше, ніж у двигуні гідродинамічного привода і кожне вмикання у електро-

механічному приводі супроводжується значними динамічними навантаженнями (рис. 1.26).

На рис. 1.27 наведені графіки зміни динамічних навантажень і переміщень вантажу для обох приводів.

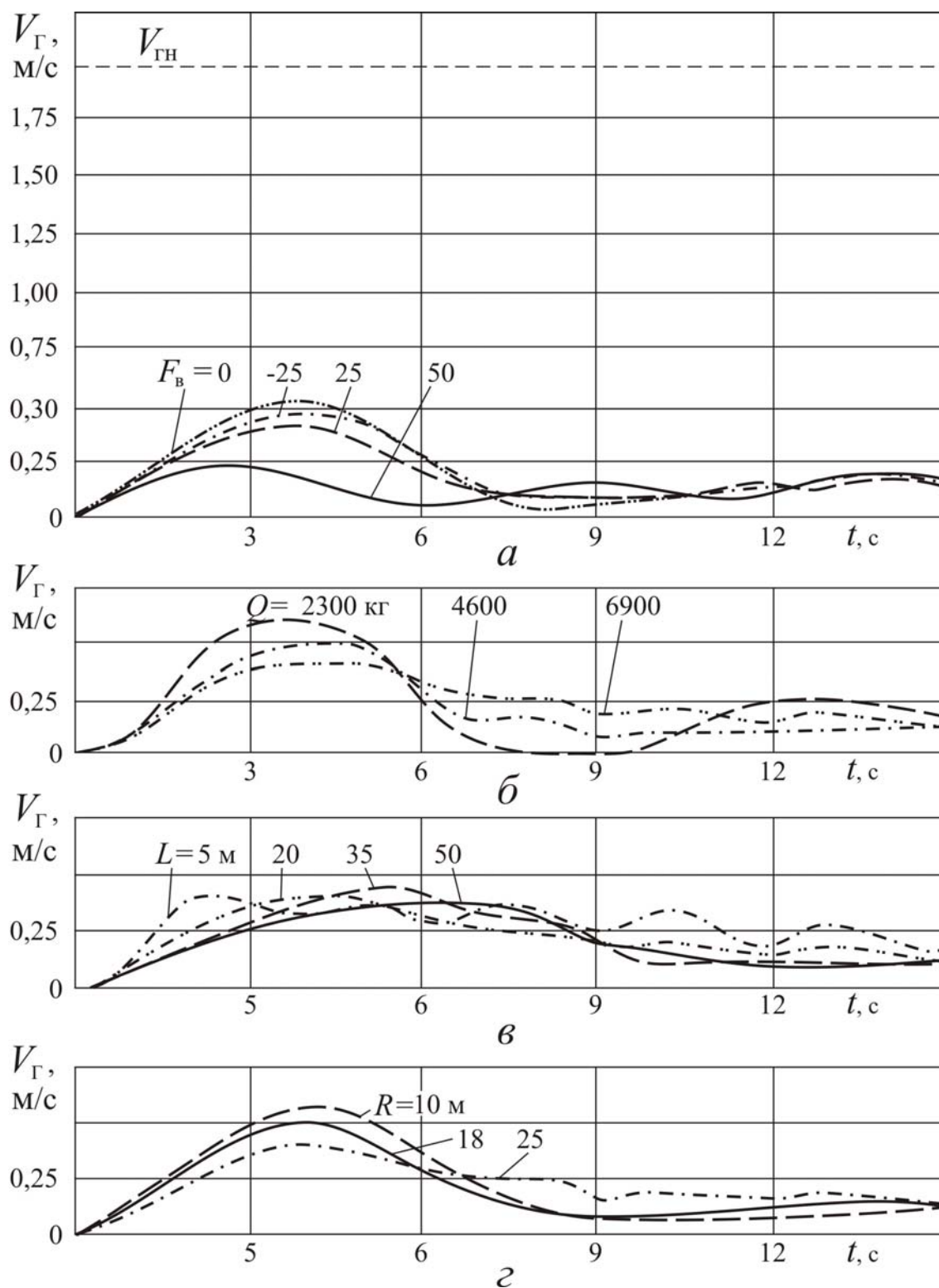


Рис.1.26. Графіки зміни швидкості вантажу при імпульсному керуванні гідродинамічним приводом: *a* – при варіації вітрового навантаження; *б* – маси вантажу; *в* – довжини підвісу; *г* – вильоту

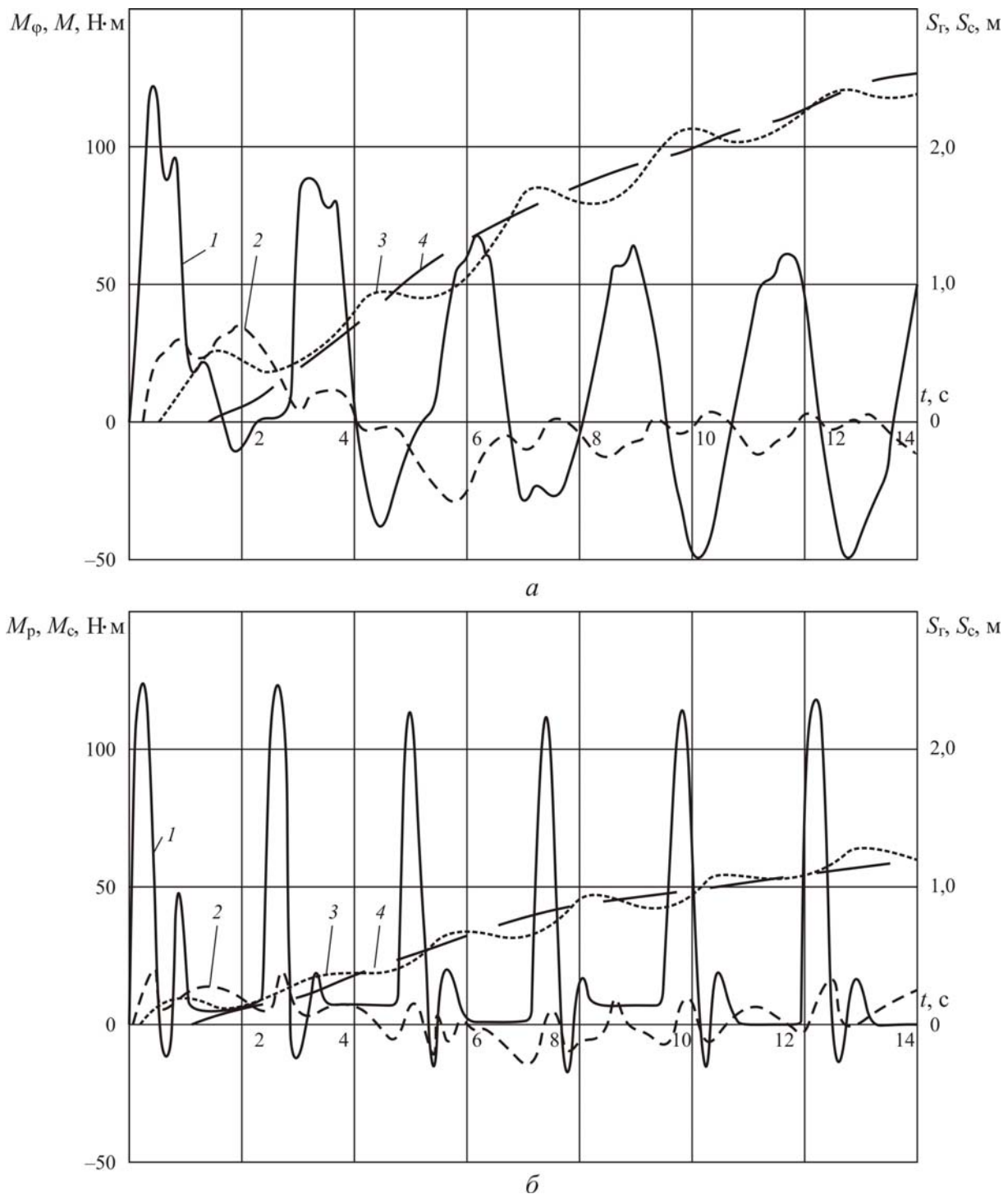


Рис. 1.27. Графік зміни динамічних навантажень і переміщень вантажу і стріли при імпульсному керуванні: *а* – гідродинамічний привод; *б* – електромеханічний привод

### 1.6. Температурні режими гідродинамічного привода

Температурні режими роботи приводного електродвигуна і гідромуфти найчастіше є визначальними при оцінці працездатності гідродинамічного привода.

Для кранів легкого і середнього режимів роботи (групи режимів роботи 3К–5К) можливе застосування загальнопромислових електродвигунів – серії

4А в сполученні з гідромуфтою. При цьому звичайно не виникає проблем з перегрівом електродвигуна і гідромуфти.

Для кранів, що працюють інтенсивно (наприклад, грейферні крани) – група режимів 6К–8К, як показує практика, необхідне застосування для гідродинамічного привода краново-металургійних електродвигунів серій МТКФ, МТФ – з короткозамкненим і фазним ротором. При цьому, як правило, потрібно провести ряд технічних заходів щодо відводу тепла від гідромуфти.

Припускаючи установку гідродинамічного привода на тому чи іншому механізмі, варто чітко уявити: характер роботи, яка виконується краном; число включень механізму в годину; тривалість включення механізму; температуру навколишнього середовища; тахограму перевантажувального циклу.

При відсутності навіть частини цих даних можливе помилкове рішення і експлуатація негайно дасть негативний результат, як це вже неодноразово бувало у вітчизняній практиці.

Так наприклад, для гідромуфти, що працює при ПВ 100 % з номінальним навантаженням за номінальної швидкості ці умови є припустимими, тому що ковзання при цьому лежить у межах 3–5 % і теплові втрати невеликі. Однак крановий двигун при цьому може перегрітися, а для загальнопромислового двигуна такий режим є нормальним.

І навпаки – для гідромуфти, яка працює безперервно в пуско-гальмівних режимах на малих шляхах пересування мостового крану чи кутах повороту порталного крану група режимів 6К–8К (ПВ = 60 %) може бути неприпустима робота з погляду перегріву гідромуфти, але нормальна для краново-металургійного двигуна. Двигун загальнопромислової серії при цьому може перегріватися.

Крім того, в ході проведення модернізації різноманітних кранових приводів і заміни їх на гідродинамічний не слід довіряти паспортним даним крану за групою режимів роботи. Лише безпосереднє визначення на місці роботи крану всіх згаданих раніше параметрів дозволить уникнути помилок.

При установці гідродинамічного приводу на крані повинна передувати значна розрахункова робота з визначення температурної навантаженості елементів гідродинамічного привода, розробка засобів відводу зайвого тепла, перевірка прийнятих рішень на випробувальному стенді.

#### *1.6.1. Температурні режими при імпульсному керуванні баштовим краном*

Імпульсне керування приводами викликає додаткові теплові втрати, які в сполученні із втратами основної операції (поворотом) можуть викликати перевантаження двигуна відносно теплового режиму й тим самим бути причиною поломок привода.

У зв'язку із цим при моделюванні імпульсного керування розглянуті й теплові втрати.

На рис. 1.28 наведені графіки втрат у двигунах обох приводів і втрат у гідромуфті при варіації вітрового навантаження. Крива 1 відповідає

$F_B = -25 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; 2 –  $F_B = 0,3 F_B = 25 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (вітрове навантаження приведенне до валу двигуна).

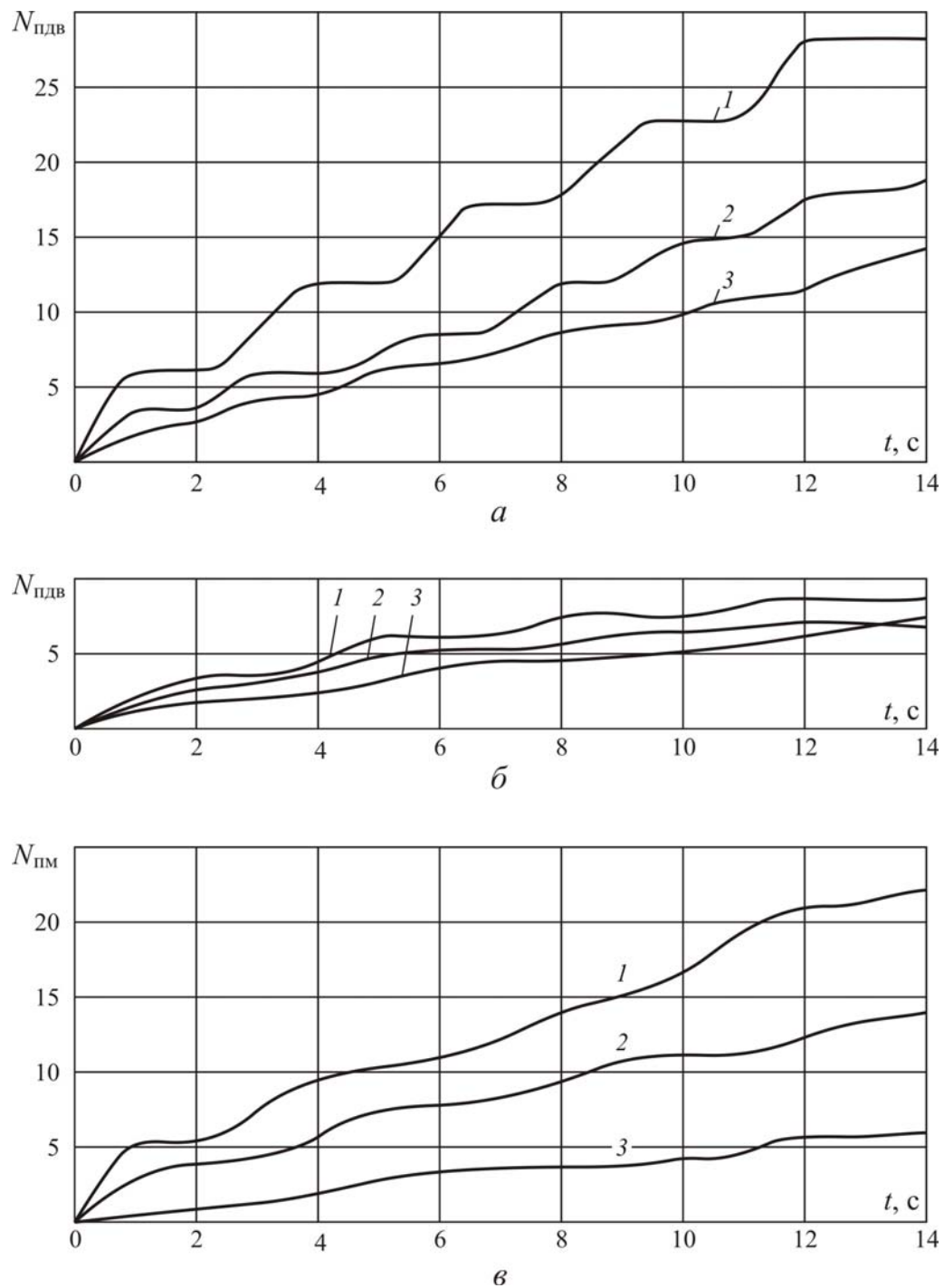


Рис. 1.28. Графіки зміни теплових втрат при варіації вітрового навантаження:  
 а – у двигуні електромеханічного привода; б – у двигуні гідродинамічного привода;  
 в – у гідромуфті

Як бачимо, теплові втрати у двигуні електромеханічного привода значно в 2–4 рази більше втрат гідродинамічного привода. Зміна вітрового навантаження при електромеханічному приводі викликає значну зміну теплових втрат, у той час як при гідродинамічному приводі теплові втрати у двигуні практично

не змінюються. Змінюються лише теплові втрати гідромуфти, але значення їх лежать у допустимих межах і безпечні для гідромуфти.

Таким чином, імпульсне керування гідродинамічним приводом, забезпечуючи необхідну наводочну швидкість вантажу, задовільні динамічні навантаження, не представляє небезпеки для електродвигуна й гідромуфти відносно теплового режиму.

#### *1.6.2. Температурні режими гідродинамічного привода портального крана*

Розглянемо це на прикладі аналізу теплової напруженості гідродинамічного привода механізму повороту портального крана «Ганц» в/п 6,3/5 т, який працює при номінальній вантажопідйомності на вильоті стріли в 20 м. Далі наводяться дані досліджень, що були проведені НТУ «ХП» у Клайпедському річковому порту в 1987 р. на цьому крані.

Для проведення комплексних різноманітних досліджень різних температурних режимів створено стенд (рис 1.29), який включає різні варіанти використаних двигунів 1, різні варіанти обдуву гідромуфти: без спеціального обдуву гідромуфти, з використанням додаткової системи повітряного охолодження на основі відцентрового вентилятора Ц-4-70 №3, з використанням системи повітряного охолодження на основі осьового вентилятора МЦ №4. Вимір моменту, що розвивається гідромуфтою 3 виконується за допомогою тросу 5 і динамометра 6. Стенд являє собою натурний привод механізму повороту портального крана «Ганц». На швидкохідному валу редуктора 8 закріплений гальмовий шків 4. За допомогою шпильок на редукторі закріплена метало-

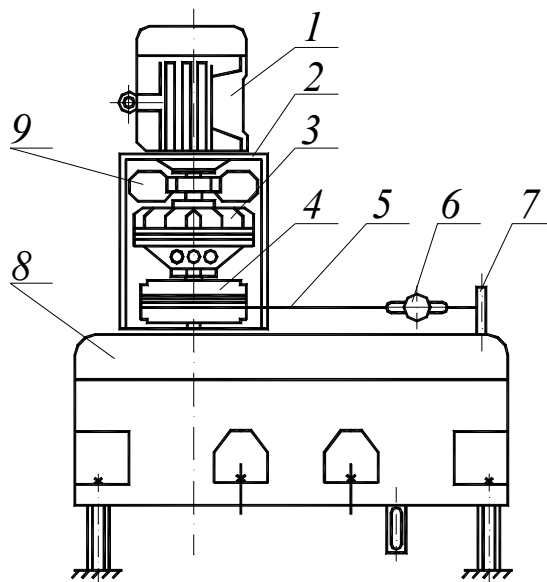


Рис. 1.29. Схема стенду для випробування гідромуфти у вертикальному виконанні:

- 1 – електродвигун; 2 – металоконструкція; 3 – гідродинамічна муфта;  
4 – гальмовий шків; 5 – трос; 6 – динамометр; 7 – спеціальний штатив;  
8 – редуктор; 9 – вентилятор

конструкція 2. На валу електродвигуна 1 закріплена гідродинамічна муфта в зборі 3. За допомогою пальців муфта з'єднана з гальмовим шківом 4.

Для імітації навантаження при проведенні стендових досліджень загальмувалося турбінне колесо гідродинамічної муфти.

Стенові випробування в такому варіанті ставлять своєю метою: визначити здатність гідродинамічної муфти привода розвивати необхідний крутний момент, здатність приводного електродвигуна з короткозамкненим ротором серії 4А працювати в необхідному крановому режимі, перевірку теплового захисту муфти. При цьому варіювався обсяг наповнення гідромуфти від 3 до 7,5 літрів. В усіх варіантах випробувань вимірялася температура обмоток лобових частин двигуна, температура поверхні гідромуфти.

Привод створено у НТУ «ХПІ» на основі гідромуфти ГП 395. Були розглянуті варіанти: приводний електродвигун – загальнопромислової серії 4А200МУЗ установленою потужністю 22 кВт, краново-металургійний з короткозамкненим ротором серії МТКФ 412-6 потужністю 30 кВт при ПВ 40 %, краново-металургійний з фазним ротором серії МТФ 412-6 потужністю 30 кВт при ПВ 40 %.

Приведемо приклад теоретичного розрахунку теплових втрат гідродинамічного привода механізму повороту з короткозамкненим двигуном для порталного крана «Ганц» вантажопідйомністю 6,3/5т.

Процес пуску гідродинамічного привода описується системою диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} J_{\Sigma_2} \dot{\omega} = M_{\text{дв}} - M_{\text{гм}} ; \\ J_{\Sigma_3} \dot{\Omega} = M_{\text{гм}} - M_{\text{с}} , \end{cases} \quad (1.12)$$

$$(1.13)$$

де  $J_{\Sigma_2}$  – сумарний момент інерції ротора двигуна  $J_p$  і насосного колеса муфти  $J_{\text{нг}}$  з умовним приєднанням рідинного заповнення робочої порожнини

$$J_{\Sigma_2} = J_p + J_{\text{нг}} , \quad (1.14)$$

де  $J_{\text{нг}} = 0,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  (за даними заводу-виробника);  $M_{\text{гм}}$  – середня величина реалізованого в процесі розгону насосного колеса гідродинамічного моменту муфти;  $J_{\Sigma_3}$  – сумарний момент інерції турбінного колеса  $J_{\text{тг}}$ , гальмівного шківів  $J_{\text{т}}$  і зведеного момента крана  $M_{\text{кр}} I_{\text{кз}}$ .

Таким чином,

$$J_{\Sigma_3} = J_{\text{тг}} + J_{\text{т}} + \frac{J_{\text{кр}} + mL^2}{U^2} , \quad (1.15)$$

де  $J_{\text{кр}}$  – момент інерції крану (за найбільшого вильоту стріли) відносно осі повороту;  $m$  – маса вантажу, кг;  $u$  – загальне передавальне число трансмісії; чи

$$J_{\Sigma_3} = J_{\text{ТГ}} + J_{\text{Т}} + J_{\text{КЗ}}, \quad (1.16)$$

де  $J_{\text{Т}} = 3,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  (за даними заводу-виготовлювача);  $J_{\text{Т}}$  – момент інерції гальмівного шківa,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$$J_{\text{кр}} = \frac{J_{\text{к}} + ml^2}{V^2}.$$

Виходячи з приведених вище даних маємо

$$J_{\Sigma_2} = 0,938 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_{\Sigma_3} = 28,449 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Перший етап розгону двигуна закінчується при досягненні двигуном критичної швидкості

$$\omega_{\text{к}} = \omega_0 (1 - S_{\text{к}}). \quad (1.17)$$

Момент двигуна на 1-у етапі

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{п}} + \frac{M_{\text{к}} - M_{\text{п}}}{\omega_{\text{к}}} \omega. \quad (1.18)$$

Момент гідромуфти описується виразом

$$M_{\text{ГМ}} = M_{\text{вст}} \frac{\omega^2}{\omega_{\text{вст}}^2}, \quad (1.19)$$

де  $M_{\text{вст}}$  – момент стопоріння при базовому наповненні муфти 8 л;  $\omega_{\text{вст}}$  – швидкість двигуна при моменті стопоріння, яка відповідає базовому наповненню.

У результаті експериментальних досліджень гідродинамічного приводу механізму повороту порталного крана типа «Ганц» одержано графік залежності моменту стопоріння від наповнення гідромуфти, який представлений на рис. 1.30. За графіком момент стопоріння при базовому наповненні дорівнює 542 Н·м.

Швидкість двигуна при моменті стопоріння визначимо за формулою

$$\omega_{\text{вст}} = \frac{\pi n_{\text{вст}}}{30} \quad (1.20)$$

При частоті обертання  $n_{\text{вст}} = 878 \text{ хв}^{-1}$ , що відповідає  $M_{\text{вст}}$ , швидкість двигуна  $\omega_{\text{вст}} = 91,944 \text{ с}^{-1}$  і відповідно

$$M_{\text{ГМ}} = 0,06411 \omega^2. \quad (1.21)$$

Підставляючи всі значення у формулу (1.12) і проінтегруючи отриманий вираз, можна визначити залежність  $\omega = f(t)$ . Знаючи цю залежність визначимо час досягнення критичної швидкості  $\omega_{\text{к}}$ ;  $t_{\text{к}} = 0,06794 \text{ с}$ .



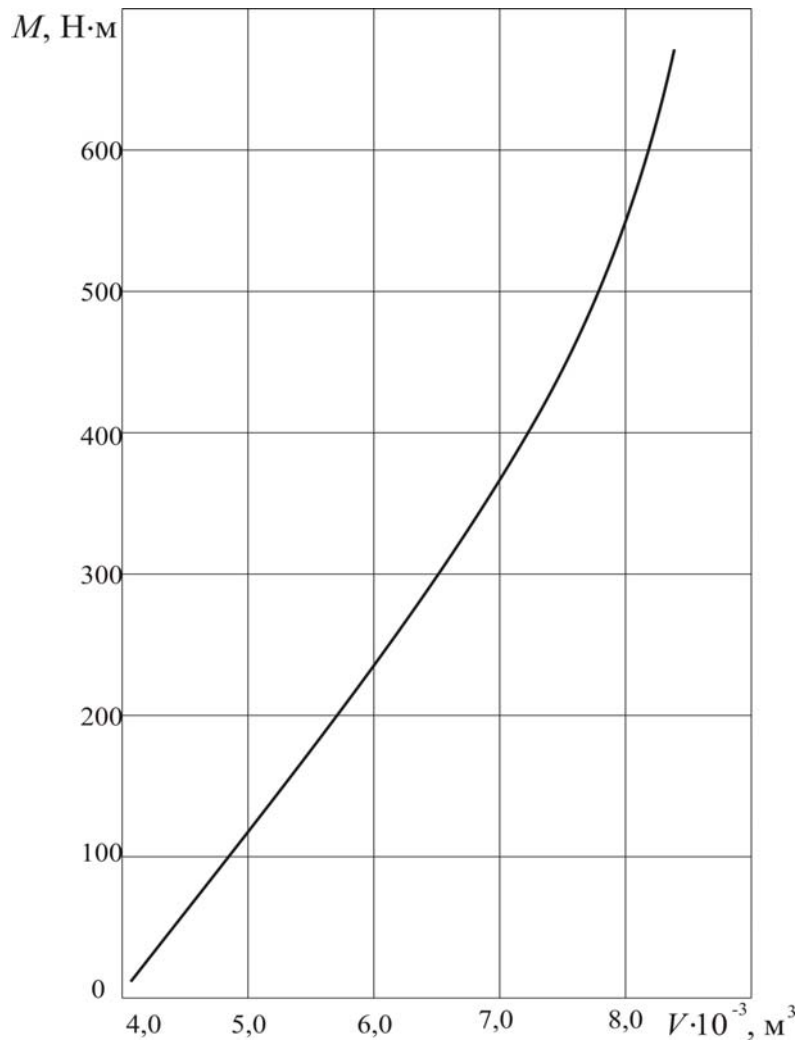


Рис. 1.30. Залежність моменту стопоріння від наповнення гідромурфи

При досягненні гідродинамічним моментом величини моменту опору почнеться рух крана. Визначимо час  $t_s$ , при якому кран почне рухатися. Для цього за формулою (1.19) визначимо попередню швидкість двигуна  $\omega_s$ , при досягненні якої

$$M_{\text{ГМ}} = M_{\text{с}} = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1.22)$$

$$\omega_{\text{д}} = \sqrt{\frac{M_{\text{ГМ}} \omega_{\text{вст}}^2}{M_{\text{вст}}}}. \quad (1.23)$$

При  $\omega_s = 55,852 \text{ с}^{-1}$  одержимо час  $t_s = 0,05924 \text{ с}$

Середній гідродинамічний момент на першому етапі

$$M_{\text{ГМ}}^{(1-p)} = \frac{M_{\text{ГМ}}^{(\omega_{\text{к}})} - M_{\text{с}}}{2} \quad (1.24)$$

При  $M_{\text{ГМ}}^{(\omega_{\text{к}})} = 253,1 \text{ Н м}$  маємо  $M_{\text{ГМ}}^{(1cp)} = 226,55 \text{ Н м}$ .

З формули (1.13) визначимо швидкість турбінного колеса наприкінці першого етапу:

$$\Omega_1 = \frac{M_{\text{ГМ}}^{(1\text{cp})} - M_{\text{с}}}{J_{\Sigma_3}} (t - t_s) = 0,008119 \text{ с}^{-1}, \quad (1.25)$$

По апроксимованій характеристиці струму двигуна

$$i = 2,5 \sqrt{\frac{S}{S_{\text{к}}}} - 0,2 \quad (1.26)$$

відносний струм двигуна на 1-му етапі при критичному ковзанні  $S_{\text{к}} = 0,4$  буде дорівнювати  $i_1 = 2,9047$ .

Шляхом інтегрування потужності теплових витрат гідروмуфти

$$Q = (\omega - \Omega) M_{\text{ГМ}} \quad (1.27)$$

знайдемо еквівалентну потужність теплових витрат гідромуфти при розгоні

$$Q_{\text{екв}} = \frac{1}{t_{\text{р.о}}} \int_0^{t_{\text{р}}} [\omega(t) - \Omega(t)] M_{\text{ГМ}}(t) dt. \quad (1.28)$$

Енергія теплових витрат гідромуфти за період розгону

$$A_{\text{р}}^{(\text{ГМ})} = \int_0^t [\omega(t) - \Omega(t)] M_{\text{ГМ}}(t) dt, \quad (1.29)$$

чи

$$A_{\text{р}}^{(\text{ГМ})} = Q_{\text{екв}} t_{\text{р}}. \quad (1.30)$$

Еквівалентна потужність теплових витрат за 1-й етап  $Q_1 = 4,0006 \text{ кВт}$ .

На другому етапі гідродинамічний момент описується тим же виразом (1.21). Момент двигуна апроксимований поліномом 2-го ступеню

$$\bar{M}_{\text{дв4}} = a_4 S^2 + a_5 S + a_6. \quad (1.31)$$

Розгін двигуна на 2-у етапі описується виразом

$$0,938\dot{\omega} = -1881,11 + 87,046\omega - 0,6604\omega^2 - 0,06411\omega^2 \quad (1.32)$$

Кутова швидкість двигуна стабілізується при величині  $\omega_{st} = 91,888 \text{ с}^{-1}$  за час  $t_{st} = 0,2912 \text{ с}$ .

На рис. 1.31 представлено графік зміни гідродинамічного моменту муфти за час розгону. Очевидно, що при такому характері зміни гідродинамічного моменту муфти його еквівалентна величина на 2-у етапі може бути прийнята постійною та рівною за величиною  $M_{\text{ГМ}}^{(st)} = 541,31$ .

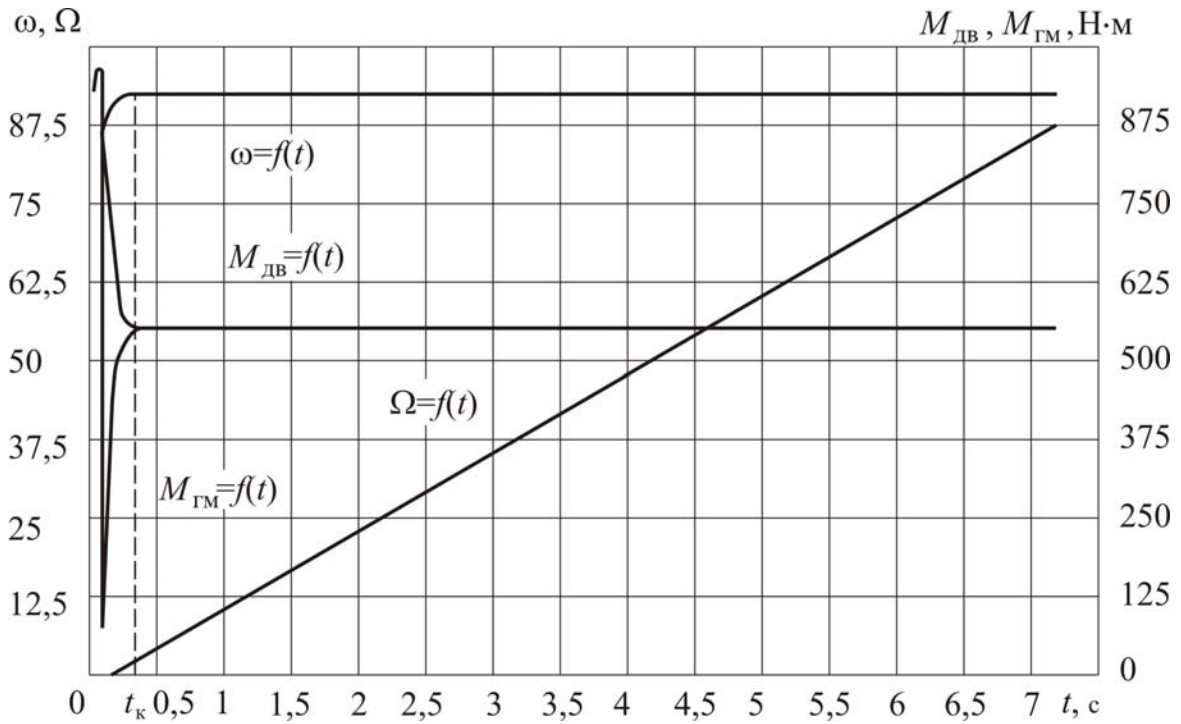


Рис. 1.31. Характер зміни в процесі розгону швидкості двигуна  $\omega$ , швидкості турбінного колеса  $\Omega$ , моменту двигуна  $M_{\text{дв}}$  і гідродинамічного моменту  $M_{\text{гм}}$

Визначимо швидкість турбінного колеса  $\Omega_{st}$ , знаючи що номінальне ковзання гідромуфти дорівнює 5 %,  $S_{\text{H}}^{(\text{гм})} = 0,05$

$$\Omega_{st} = \omega_{st} \left( 1 - S_{\text{H}}^{(\text{гм})} \right). \quad (1.33)$$

Відома частина досягне номінальної швидкості за час  $t^{(3)} = 7,3436$  с.

Як і для попереднього етапу по формулі (1.26) відносний струм двигуна на 2-у етапі  $i_{\text{екв}}^{(3)} = 1,3416$ .

У результаті експериментальних досліджень отримані графіки кутової швидкості  $\omega = f(t)$ , моменту  $M_{\text{дв}} = f(t)$  і відносного струму  $i = f(t)$ , які характеризують двигун у період розгону, представлені на рис 1.31 та 1.32.

Еквівалентне значення потужності теплових витрат на другому етапі  $Q_2 = 25,947$  кВт.

Таким чином, еквівалентне значення потужності теплових витрат за весь період розгону  $t_p$

$$Q_{\text{екв}} = \left[ Q_1 t_k + Q_2 (t_p - t_k) \right] \frac{1}{t_p} \quad (1.34)$$

де  $t_k$  – час досягнення критичної швидкості  $\omega_k$ .

Отже

$$Q_{\text{екв}} = 25,744 \text{ кВт}.$$

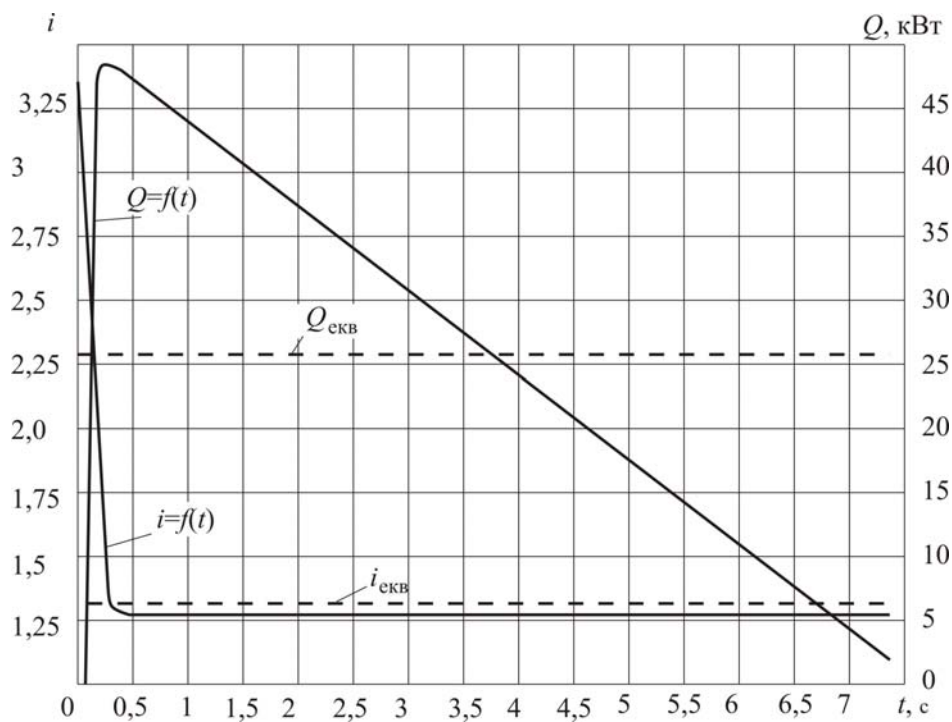


Рис. 1.32. Характер зміни в процесі розгону відносного струму  $i$  і потужності теплових втрат гідромурфи  $Q$

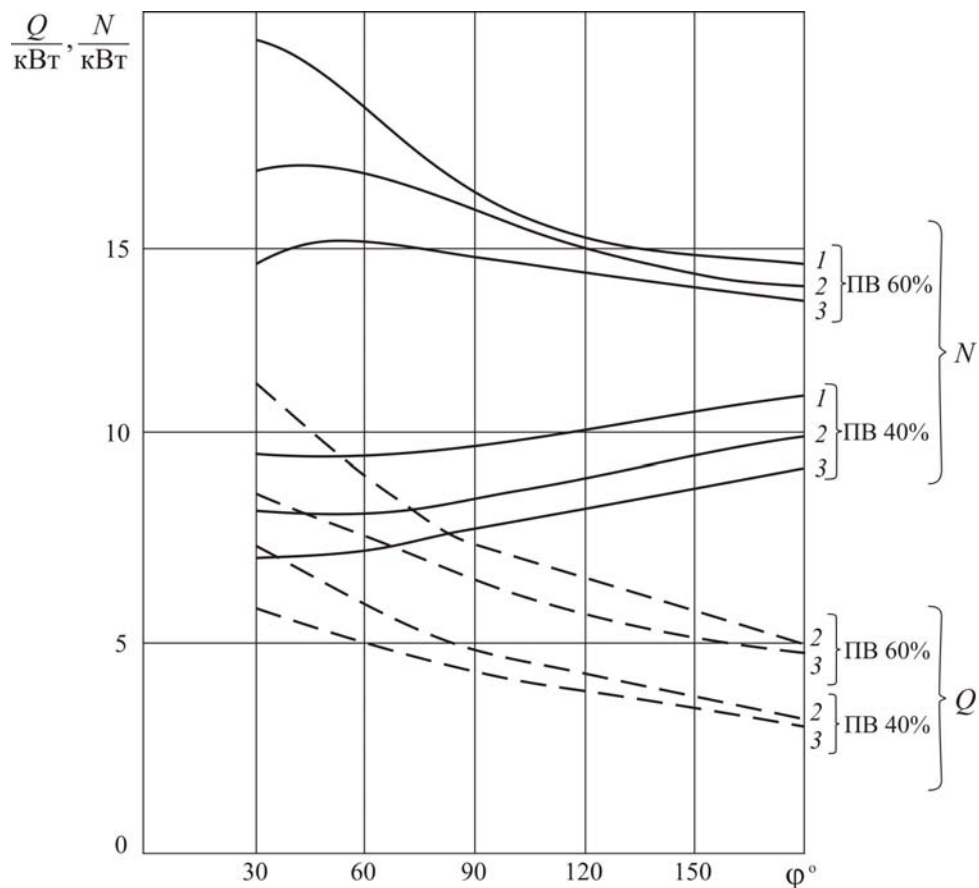


Рис. 1.33. Еквівалентні значення потужності, яка споживається електродвигуном,  $N$  і потужності теплових втрат у гідромурфі  $Q$  при ПВ = 60 %, 40 % у залежності від кута повороту крана: 1 – електромеханічний привод; 2 – гідродинамічний привод з МТКФ 412-6; 3 – гідродинамічний привод з МТФ 412-6

За формулою (1.30) визначимо енергію теплових витрат гідромуфти за період розгону

$$A_{зр}^{(ГМ)} = 189,05 \text{ кДж}.$$

Розрахунки показали, що стосовно до конкретних умов роботи механізму повороту порталного крана «Ганц», який працює при перевантаженні піску з барж в автомашини, гідродинамічний привод не здатний працювати в необхідному режимі роботи (ПВ понад 60 %) через теплову перенапругу приводного електродвигуна серії 4А. Для дослідження були прийняті два варіанти краново-металургійних двигунів, які здатні працювати в цих умовах. Результати аналітичного порівняння цих двох типів електродвигунів гідродинамічного привода зіставлені з базовим електромеханічним для ПВ = 40 % і ПВ = 60 % і поворотах стріли порталного крану на кут 30, 70, 90, 180° (рис. 1.33).

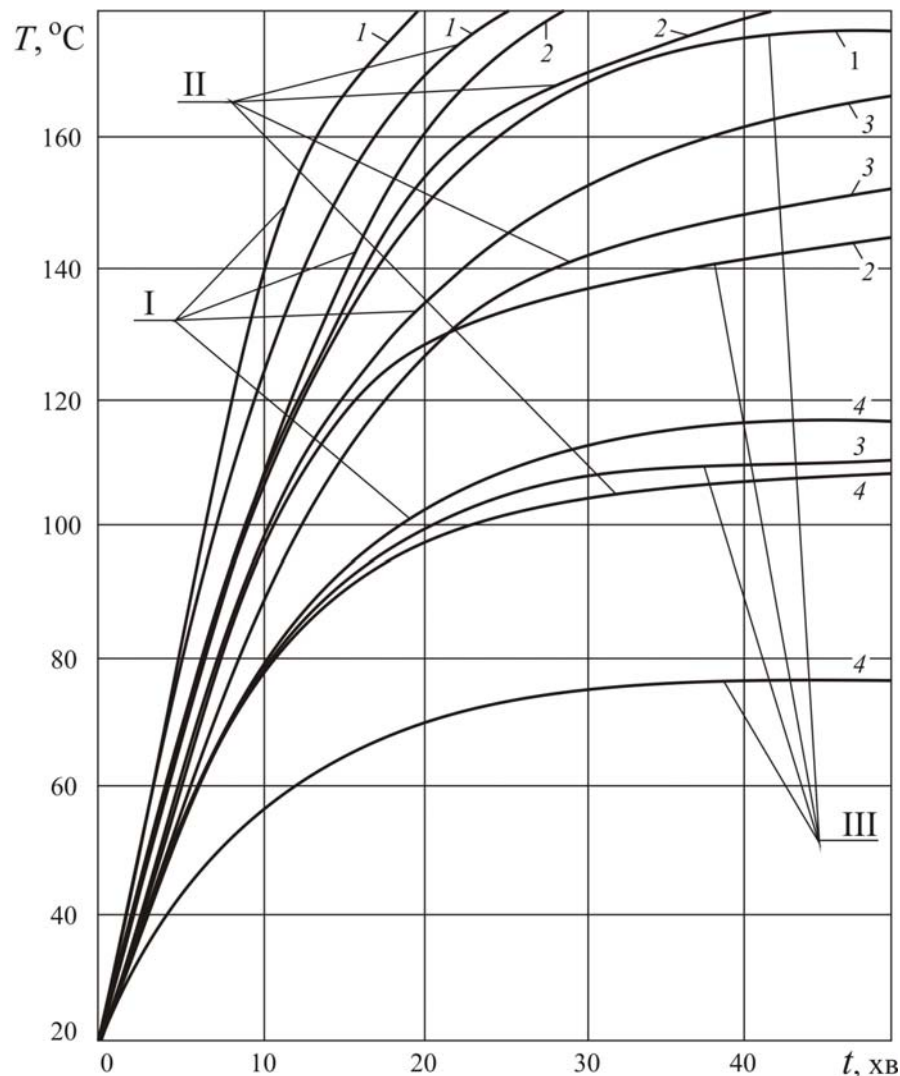


Рис. 1.34. Характер процесу нагрівання гідромуфти при роботі з застопореним турбінним колесом: I – без вентилятора; II – з осьовим вентилятором МЦ №4; III – з відцентровим вентилятором Ц-4-70 №3; 1 – потужність теплових витрат 10 кВт; 2 – 8 кВт; 3 – 6кВт; 4 – 4кВт

Аналіз графіків показує, що еквівалентне значення потужності спожитої за цикл, електродвигунами з гідروмуфтою (криві 2, 3) нижче, ніж в електро-механічного привода (крива 1). Еквівалентне значення потужності теплових затрат у гідромуфті падає зі збільшенням кута повороту крана, тому що при цьому гідромуфта працює значний час з номінальною швидкістю.

І навпаки, теплові втрати в гідромуфті зростають при зменшенні кута повороту крана, тому що в цьому випадку гідромуфта не виходить на номінальну швидкість і працює з великими значеннями ковзання, а, отже, зі значним виділенням тепла. Потужність теплових витрат у гідромуфті за цикл нижче у варіанта, обладнаного асинхронним електродвигуном з фазним ротором, чим у привода, що має короткозамкнений ротор. Це пояснюється розходженням механічних характеристик приводів, різною зміною в часі ковзання гідромуфти, з'єднаної з тим чи іншим двигуном.

З метою вивчення характеру процесу нагрівання гідромуфти (рис.1.34) проведені дослідження з застопореним турбінним колесом. При цьому варіювалися різні системи охолодження гідромуфти. Аналіз графіків показує, що система варіанту охолодження гідромуфти з відцентровим вентилятором Ц-4-70 №3 більш ефективна, ніж з осьовим вентилятором МЦ №4. Максимально припустима потужність теплових втрат у першому випадку – 8,5 кВт, у другому – лише 6 кВт.

Порівняльний аналіз графіків на рис.1.33, 1.34 показує наступне:

- варіант із гідродинамічним приводом, обладнаний асинхронним електродвигуном з короткозамкненим ротором при ПВ 60 % працездатний при роботі крану з поворотом на кут  $70^\circ$  і більш. При роботі з поворотом на кут менш  $70^\circ$  (тобто привод цілком не розганяється) можливе нагрівання гідромуфти до температури спрацьовування теплового захисту ( $155^\circ\text{C}$ ) і викид масла робочої рідини;
- варіант гідродинамічного приводу, обладнаний асинхронним електродвигуном з фазним ротором при ПВ 60 % працездатний при кутах повороту крана на кут  $30^\circ$  і більш;
- обидва варіанти гідродинамічного привода при ПВ 40 % працездатні за будь-яких кутів повороту крану.

### **1.7. Стендові дослідження гідродинамічного привода**

За допомогою стендових досліджень можна визначити основні характеристики гідродинамічної муфти, попередньо оцінити придатність гідромуфти до умов експлуатації в різних групах режимів роботи механізму, при різноманітній навантаженості статичним моментом опору пересування (повороту і т.д.), інерційним навантаженням, у різних режимах противмикання та ін.

На рис. 1.35 приведено стенд для випробувань гідромуфт у горизонтальному виконанні (приводи механізмів пересування, в основному). Конструкція стенда дозволяє досліджувати роботу гідромуфти при пуско-гальмівних і сталих режимах роботи. Для візуального виміру крутних моментів, що створе-

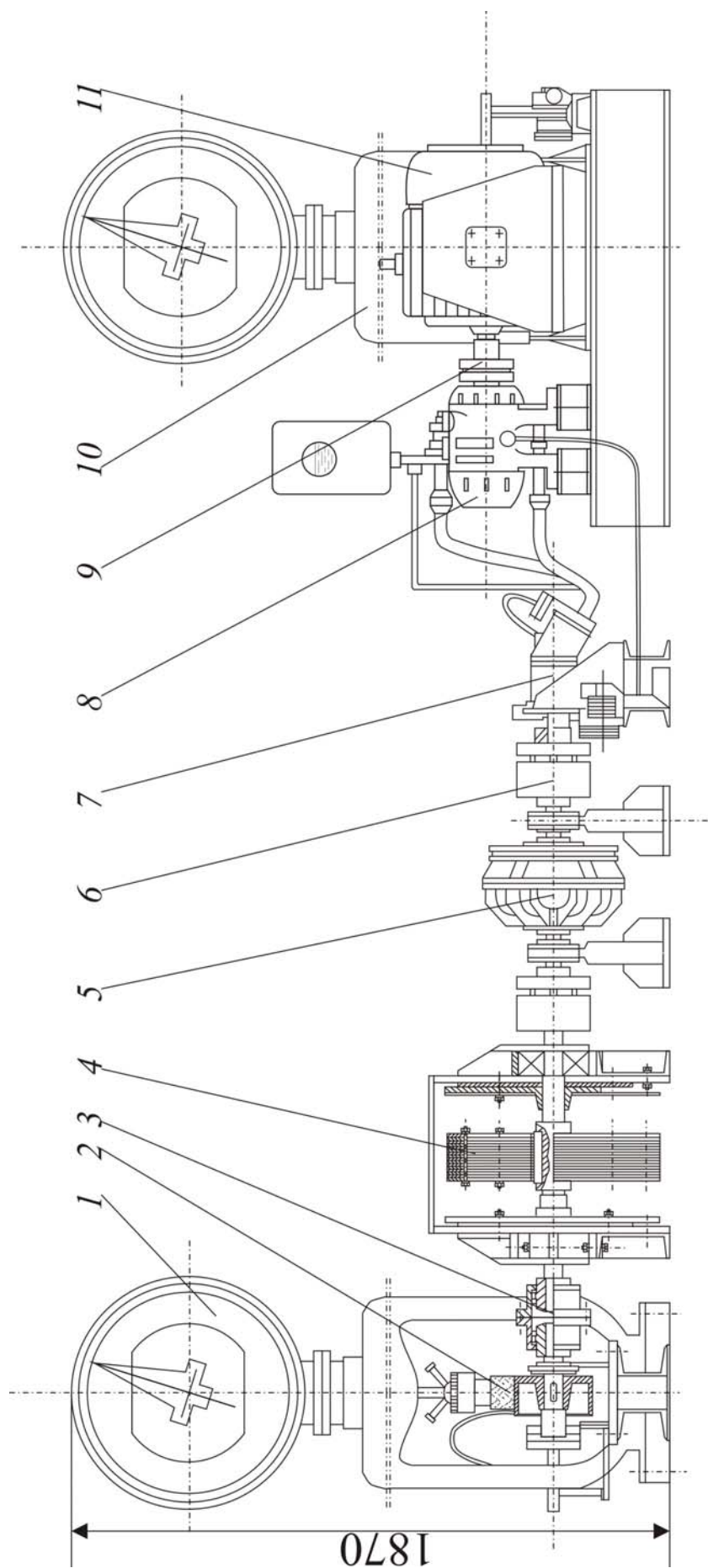


Рис. 1.35. Стенд для випробування гідромуфти: 1, 10 – ваговий пристрій; 2 – навантажувач; 3, 6, 9 – муфта; 4 – махові маси; 5 – гідромуфта; 7 – гідромотор; 8 – гідронасос; 11 – електродвигун

ні на веденому валу гідромуфти й електродвигуна служать вагові пристрої 1, 10. Конструкція вузла махових мас 4 являє собою набір дисків різної товщини і дає можливість імітувати і підбирати необхідні махові маси в необхідному діапазоні. Навантажувач 2 являє собою гальмовий пристрій для поглинання потужності, що розвивається гідромуфтою 5, і для її навантаження в необхідних межах. Навантажувачем створюється статичний момент пересування мостового крана (чи іншої вантажопідйомної машини), який приведено до вала гідромуфти. Гальмовий пристрій охолоджується проточною водою, що дозволяє робити тривалі дослідження температурної навантаженості гідромуфти при різних групах режимів роботи і забезпечує сталість гальмівного моменту в широкому діапазоні швидкості. Ведучий вал гідромуфти приводиться в рух від гідромотора 7, обороти якого регулюються за допомогою системи керування насоса 8 у межах 0–1440 об/хв.

Стенд дозволяє зняти сімейство зовнішніх характеристик гідромуфти при різному наповненні, різних температурах, при 100 %-му ковзанні, при будь-якій швидкості ведучого вала гідромуфти; досліджувати вплив температури робочої рідини на характеристики гідромуфти, дати оцінку працездатності при різних групах режимів роботи і використанні проти-вмикання при гальмуванні; дати оцінку динамічної навантаженості вихідного вала гідромуфти при різних варіантах запуску [2].

На рис. 1.36 приведена конструктивна схема стенда для випробувань гідромуфт у вертикальному виконанні (приводи механізмів повороту, в основному). Дослідження пуско-гальмівних режимів гідродинамічного привода ускладнюється тим, що гідромуфти мають нелінійну механічну характеристику, що зв'язує три постійно мінливі параметри: швидкість насосного колеса  $\omega$ , швидкість турбінного колеса  $\Omega$ , і момент на турбінному колесі  $M_{\text{тм}}$ .

Тому величина переданого муфтою моменту визначається не однією характеристикою, а безліччю нелінійних характеристик, що послідовно змінюють одна в одну в міру розгону насосного колеса. Таким чином, характеристика муфти являє собою деяку поверхню в координатах  $\omega$ ,  $\Omega$  і  $M_{\text{тм}}$ . Тому при дослідженні гідродинамічного привода знімають сімейство механічних характеристик для різних швидкостей. Конструкція стенда повинна забезпечити регулювання швидкості насосної і турбінної частин муфти від нуля до номінальної швидкості в прямому і зворотньому напрямках для зняття характеристик у режимах ковзання  $S = 0-1$ , та і  $S = 1-2$ , що характерно для режиму противмикання, що широко використовується на практиці.

Для забезпечення всіх перерахованих вимог у стенді застосовані два низькомоментних гідромотори 1, 14, зв'язаних з однієї сторони з насосною і турбінною частинами гідромуфти 7, а з іншої з регульованими насосами 4, 15. Численні параметри перехідних процесів регулюються за допомогою апаратури, що зображено на рис. 1.36. Споживані і рекуперовані потужності вимірюються за допомогою перетворювачів потужності П00-4, кутові швидкості – за допомогою тахогенераторів, тарировка яких здійснюється імпульсними індуктивними датчиками. Крутний момент у перехідних режимах, що передано



на гідромуфту і передано гідромуфтою визначається через тиск масла в магістральних трубопроводах.

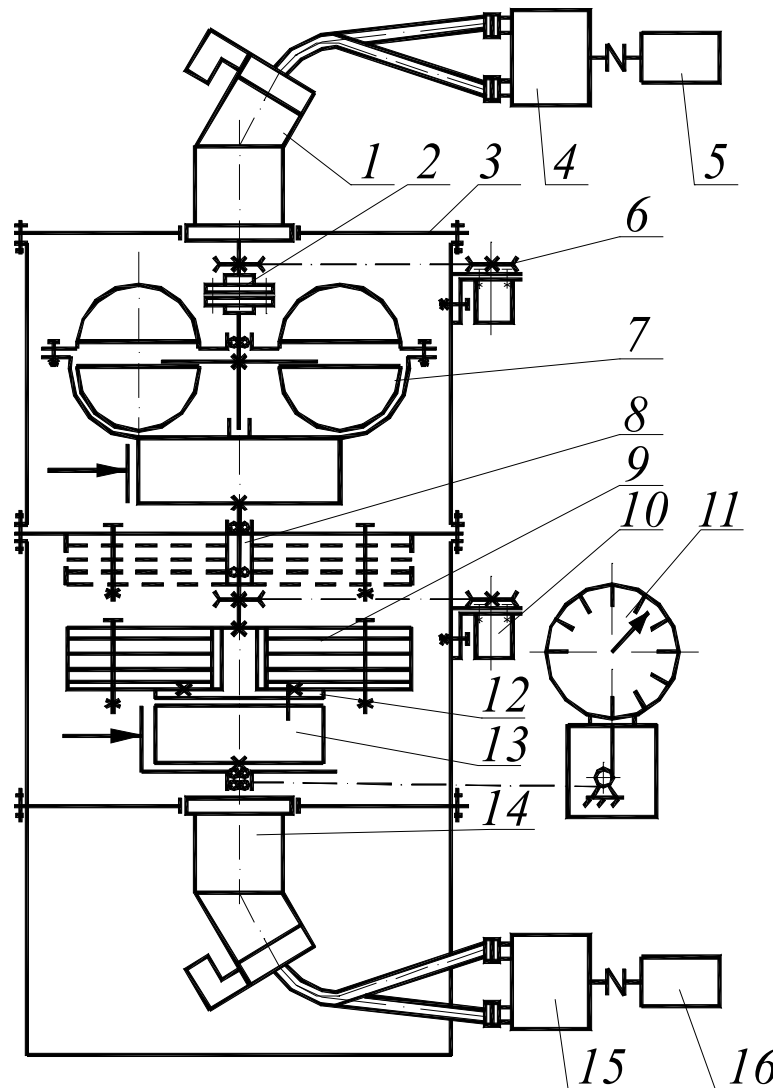


Рис. 1.36. Конструктивна схема випробувального стенда:  
 1, 14 – гідромотор; 2, 12 – муфта; 3 – кронштейн; 4, 15 – гідронасос;  
 5, 16 – електродвигун; 6, 10 – тахогенератор; 7 – гідромуфта; 8 – опора;  
 9 – махові маси; 11 – ваговий пристрій; 13 – навантажувач

Для оцінки теплових витрат при роботі приводів записується споживана потужність і температура робочої рідини за допомогою термопари і приладу ЕПСМ.

На рис. 1.37 наведено випробувальний стенд для вертикально розташованої гідромуфти.

Стенди дозволяють зробити доведення гідромуфти, тобто одержати задані механічні характеристики шляхом підбору відповідного діаметра порога, наповнення муфти робочою рідиною, оцінити ефективність того чи іншого рішення по охолодженню муфти при проведенні досліджень температурних режимів і дати попередній висновок з придатності муфти до експлуатації.

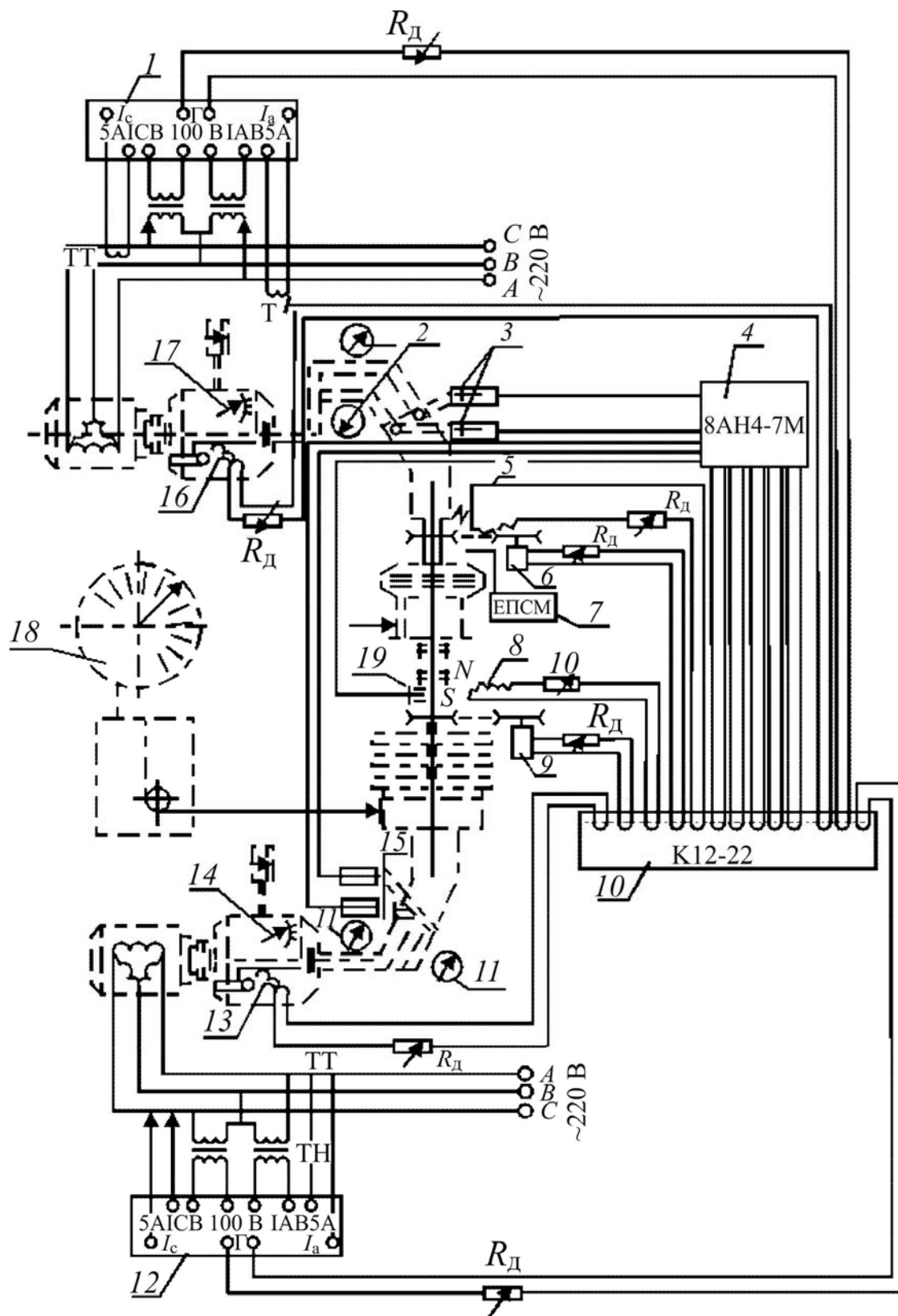


Рис. 1.37. Електрична схема випробувального стенда:

- 1, 12 – перетворювач потужності П004; 2, 11 – манометр тиску; 3, 15 – датчик тиску;  
 4 – підсилювач 8АН4-7М; 8 – імпульсний лічильник числа обертів; 6, 9 – тахогенератор;  
 7 – електричний потенціометр самописний мініатюрний; 10 – осцилограф К12-22;  
 16 – датчик кута нахилу колиски насоса; 14, 17 – система керування продуктивністю насоса;  
 18 – ваговий пристрій

## 1.8. Конструктивні рішення окремих механізмів

У залежності від призначення, умов роботи, технологічних можливостей заводу виготовлювача гідромуфти і приводи за цих умов можуть мати різноманітне виконання: вертикальне для механізмів повороту і горизонтальне для механізмів пересування, із примусовим обдувом гідромуфти і без обдува, тороїдальну робочу порожнину чи гідромуфту «приплюснену» збоку і т.д. Нижче розглянемо окремі конструктивні рішення.

### *1.8.1. Гідродинамічний привод механізму повороту баштового крана КБ 405.2А*

Гідромуфта механізму повороту баштового крана має деякі особливості:

- з умов компоновки механізму необхідна муфта вертикального виконання;

- насосне колесо повинне бути цілком заповнено робочою рідиною навіть при частковому наповненні гідромуфти, тобто насосне колесо повинне розташовуватися в нижній частині муфти;

- насосна частина муфти повинна мати мінімальний момент інерції, тому що застосовується асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором, що повинен працювати в повторно-короткочасному режимі при частих пусках, гальмуваннях і противмиканнях. Для полегшення теплового режиму електродвигуна в пропонованій конструкції корпус муфти кріпиться не до насосного колеса, а до турбінного;

- за умови полегшення першого пуску гідромуфти при низькій температурі навколишнього середовища насосна частина муфти повинна також мати по можливості менший момент інерції. У цьому випадку електродвигун легко розганяється і гальмується. Збільшення моменту інерції турбінної частини муфти при цьому незначне і не робить негативного впливу на роботу привода;

- робоча порожнина гідромуфти повинна виконуватися тороїдальною, що знижує втрати в муфті і підвищує надійність привода.

Конструкція гідромуфти механізму повороту крана з активним діаметром  $D_a = 300$  мм і  $\omega = 105$  рад/с для крана КБ 405.2А при потужності привода  $N = 5$  кВт приведена на рис. 1.38. Гідромуфта конструкції НТУ «ХПІ» складається з трьох основних частин: двох лопатевих коліс – насосного 5, і турбінного 3, і корпусу 6. Насосне колесо розташоване в нижній частині муфти. Воно з'єднано з валом електродвигуна за допомогою маточини 4 і пружної муфти 1. Турбінне колесо жорстко зв'язано з корпусом муфти і гальмовим шківом 7.

Гідромуфта, пом'якшуючи пуско-гальмові процеси, повинна також швидко реагувати на дії кранівника, тобто бути легко керованою. З цією метою в цій гідромуфті об'єм порожнини між насосним колесом і корпусом зведено до мінімуму і складає 1–3 % агрегатного об'єму, додаткові об'єми відсутні. Для збереження запобіжних властивостей гідромуфта забезпечена дроселюючим порогом, змонтованим на насосному колесі. Варіюючи діаметром порога чи

висвердлюваних в ньому отворів, можна регулювати величину стопового моменту, тобто настраювати муфту на обмеження граничного моменту. У розглянутій конструкції гідромуфти витік робочої рідини – основний недолік гідромуфти зведено до мінімуму. Це стало можливим при вертикальному розташуванні гідромуфти за рахунок виконання корпусу муфти у виді замкнутої порожнини. Ущільнення 2 є лише у верхній частині і торці, де витіку практично бути не може.

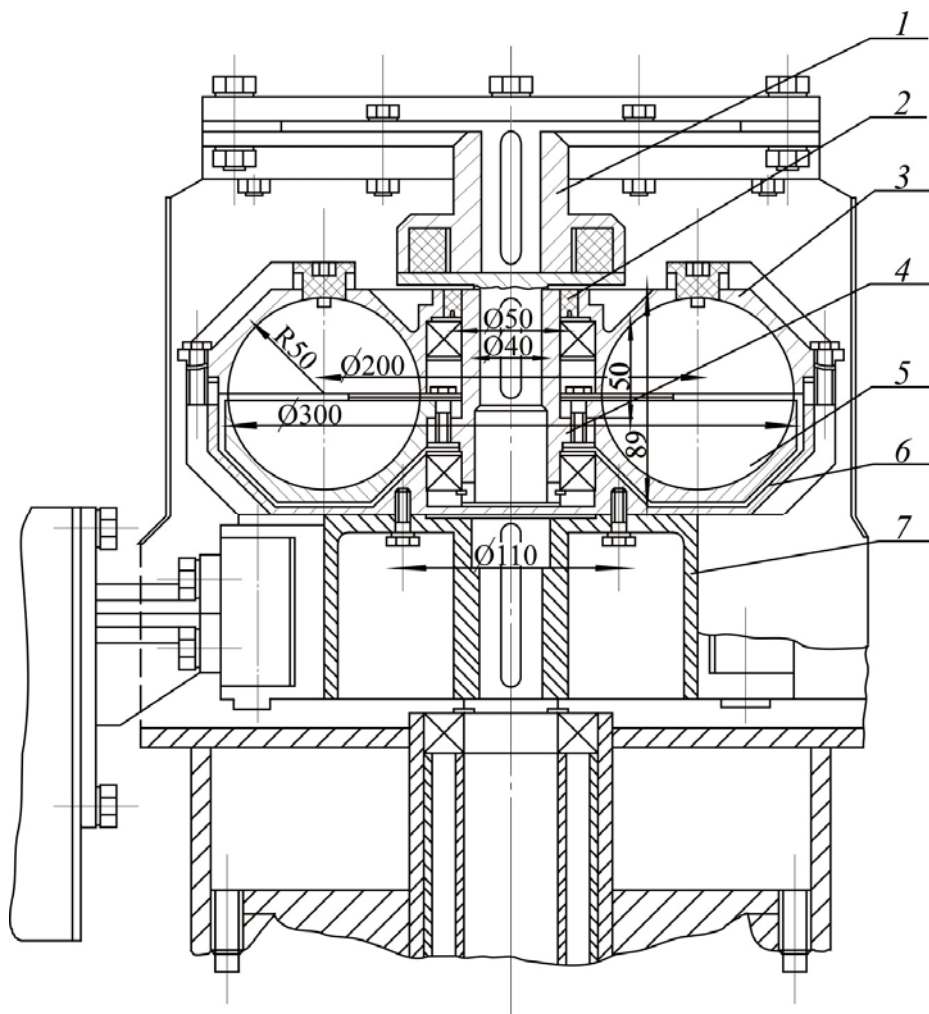


Рис. 1.38. Гідромуфта механізму повороту крана:  
1 – муфта пружна; 2 – ущільнення; 3 – колесо турбінне; 4 – маточина;  
5 – колесо насосне; 6 – корпус; 7 – шків гальмовий

Конструкція даної гідромуфти має ряд відмінних рис від відомих гідромуфт. Найбільш близькою до даної гідромуфти є гідромуфта К 370 для привода механізму повороту баштового крана 350 С фірми «Liebherr» (ФРН) (рис. 1.39).

Недоліком такої конструкції є можливість течі масла через наскрізний отвір під маточину 6 у насосному колесі 4. В умовах помірного і холодного клімату недоліком є те, що насосне колесо муфти має порівняно великий момент інерції. Це утрудняє перші пуски при маслі, що загустіло, та негативно позначається на роботі електродвигуна і трансмісії, що знижує надійність привода.

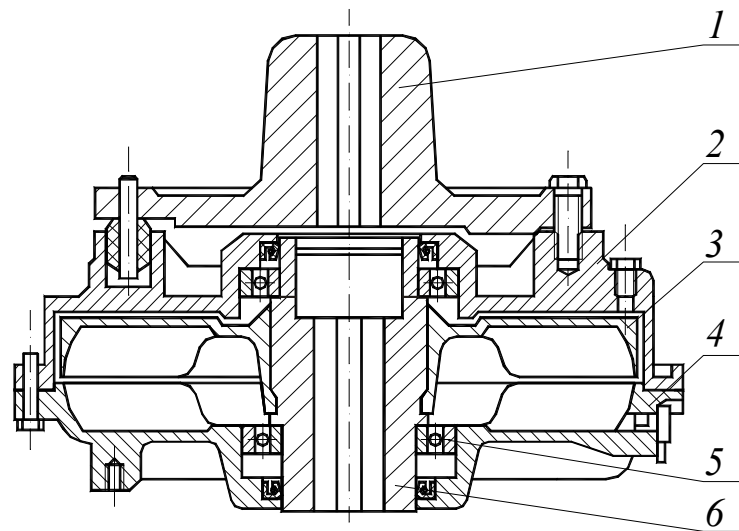


Рис.1.39. Гідромуфта механізму повороту баштового крана 350 С фірми «Liebherr»:  
 1 – пружна муфта; 2 – корпус; 3, 4 – насосне і турбінне колеса; 5 – підшипник;  
 6 – маточина

На рис. 1.40 приведено гідродинамічний привод механізму повороту крана КБ 405.2А. Конструкція привода є блоковою, взаємозамінною з електромеханічним приводом.

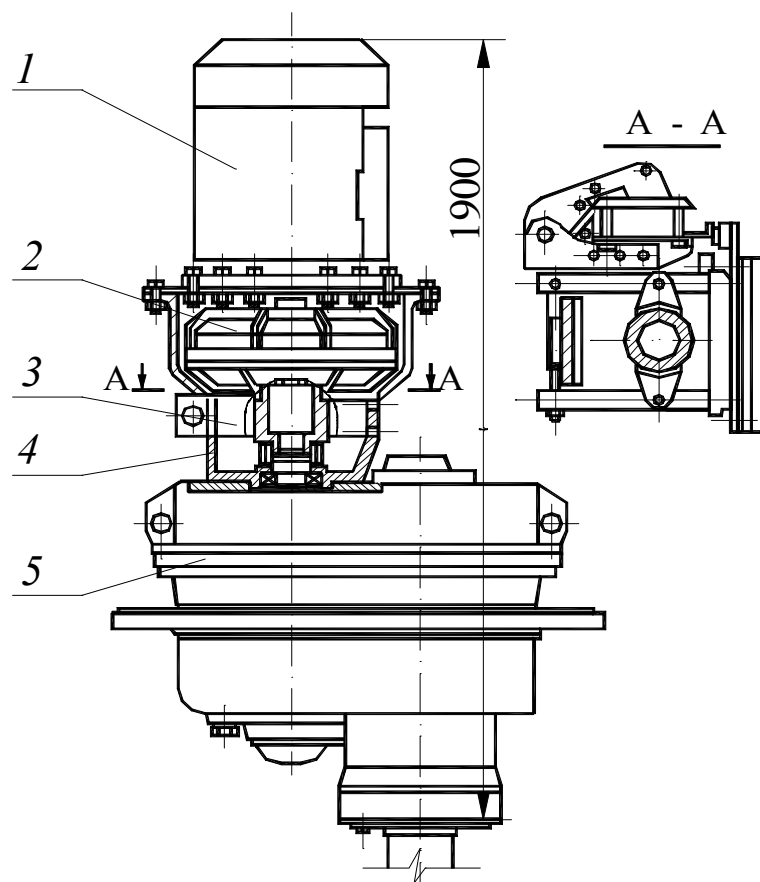


Рис. 1.40. Гідродинамічний привод механізму повороту крана:  
 1 – електродвигун; 2 – гідромуфта; 3 – гальмо; 4 – кронштейн несучий; 5 – редуктор

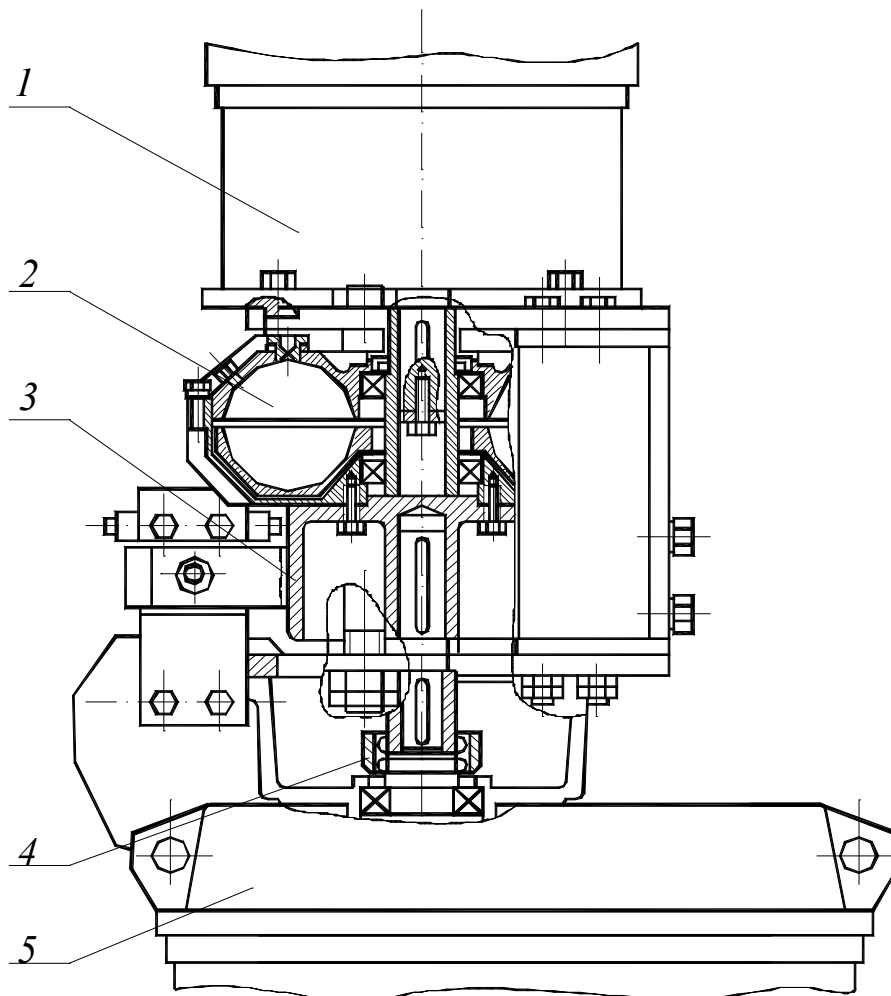


Рис.1.41. Модернізований гідродинамічний привод механізму повороту баштового крана:  
 1 - електродвигун МТКФ 412-6; 2 – пускова гідродинамічна муфта; 3 – модернізоване  
 стоянчне гальмо типу ТКТГ-200; 4 – зубчасто-пружна муфта; 5 – редуктор

Гідродинамічний привод складається з гідромуфти 2 з активним діаметром 300 мм, електродвигуна 4A132 S6Y3 фланцевого виконання 1, редуктора У3515.42П 5, гальма ТКТ-200 3, поверненого на 90°, його електромагніт знаходиться у вертикальній площині.

На рис. 1.41 приведено модернізований гідродинамічний привод механізму повороту крана КБ 405, що включає в себе асинхронний краново-металургійний двигун 1 з короткозамкненим ротором ( $N = 5,0$  кВт;  $n_n = 930$  об/хв; ПВ = 40 % МТКФ 112-6), пускову гідромуфту 2 спеціальної конструкції з активним діаметром 300 мм (номінальне ковзання 5 %, відношення пускового моменту до номінального  $M_{\text{пуск}}/M_n = 2$ ), стандартний редуктор 5, стоянкове модернізоване електромагнітне гальмо типу ТКТ-200 3.

Дана модифікація відрізняється від базової тим, що з метою зменшення габаритного розміру по висоті гідромуфта своєю маточиною насаджується на вал електродвигуна, а гальмовий шків сидить на валу зубчасто-пружної муфти першого вала редуктора. Усе це дозволило зменшити габаритний розмір по висоті на 300 мм і зменшити металомісткість привода.

### 1.8.2. Гідродинамічний привод механізму пересування баштового крана

У даний час мають поширення баштові крани висотної конструкції для зведення багатоповерхових будинків і промислового будівництва. Пуско-гальмові режими кранів, що мають значну величину відношення висоти  $H$  до бази  $B$  мають деякі характерні особливості: перерозподіл зусиль між ходовими колесами, коливання опорних елементів металоконструкції при нестационарному режимі руху, які визначають зниження стійкості крана і підвищення напруг у несучих елементах.

Додатковим фактором, що ускладнює експлуатацію, є численні випадки застосування в механізмах пересування баштових кранів асинхронних двигунів з короткозамкненим ротором, це при повторно-короткочасних включеннях з різким накиданням навантаження може викликати явища близькі до резонансних.

У цих умовах одним з рішень може бути застосування гідродинамічного привода з плавним безступінчастим прикладанням зусилля і відсутністю амплітуди періодичної складової тягового зусилля, як це має місце в асинхронному двигуні з фазним ротором.

На рис. 1.42 приведена конструкція механізму пересування баштового крана КБ 405, КБ-410 (чи подібного) з гідродинамічним приводом. Характерною рисою є горизонтальне розташування вала електродвигуна і гідромуфти, обумовлене їхньою прив'язкою до існуючого редуктора. Привод містить у собі електродвигун 3 МТК 112-6 ( $N = 5,0$  кВт,  $n = 930$  об/хв, ПВ = 40 %), пускову гідромуфту 2 спеціальної конструкції з активним діаметром 330 мм (номінальне ковзання 5 %,  $M_{\text{пуск}}/M_n = 2$ ), редуктор 1.

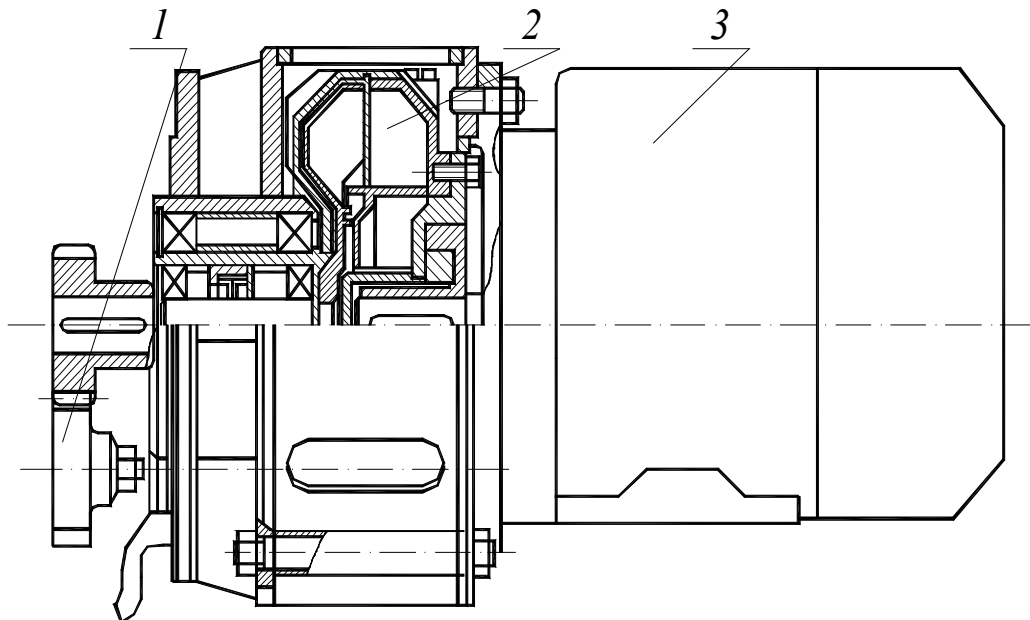


Рис.1.42. Гідродинамічний привод механізму пересування баштового крана типу КБ 405; КБ 410 (випробувано на Ржевському заводі баштових кранів):

1 – редуктор; 2 – пускова спеціальна гідродинамічна муфта; 3 – електродвигун типу МТКФ 412-6



На рис. 1.43 приведено фото одного з 4-х приводів з гідродинамічним приводом, розробленого НТУ «ХП» і випробуваного на полігоні Ржевського заводу баштових кранів.

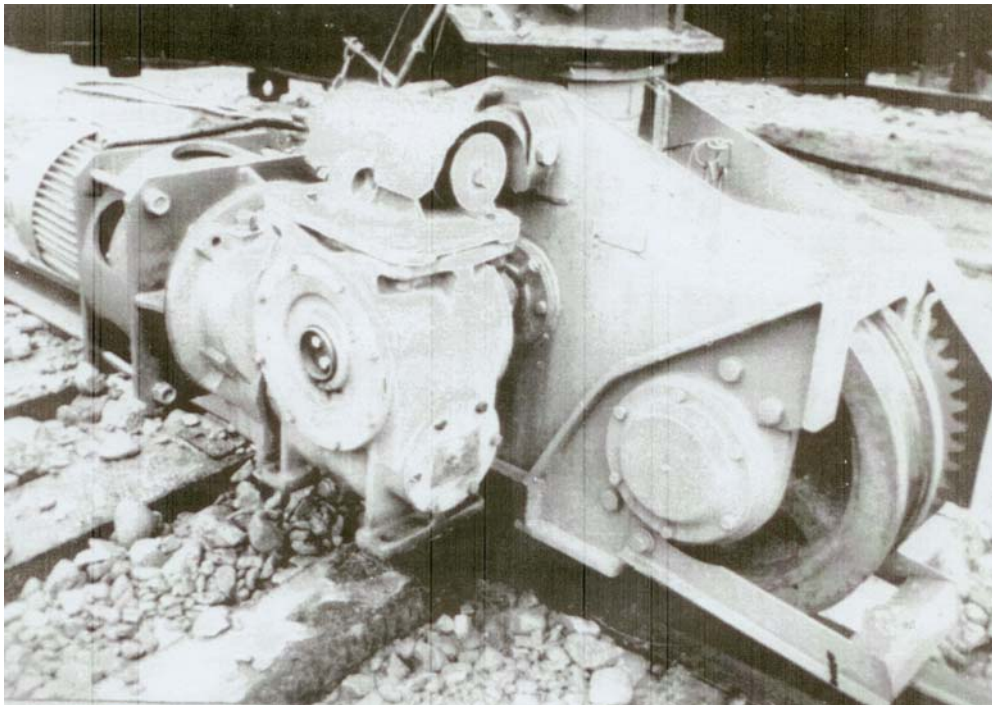


Рис.1.43. Зчтєверений механізм пересування баштового крана в/п 10 т.  
Завод «Ржевбашкран»

У зв'язку з тим, що визначальним є вимога плавного зростання моменту, переданого гідромуфтою, у конструкції муфти передбачено додатковий об'єм, величина якого для різних модифікацій крана може регулюватися шляхом установок у гідромуфту втулок різної довжини. Крім того швидкість перетікання рідини з додаткового об'єму, а отже і плавність зростання моменту може регулюватися при монтажі кількістю і величиною дренажних отворів.

На рис. 1.44 приведено один з можливих варіантів конструкції гідродинамічного привода механізму пересування баштового крана КБ 405, КБ 410 (чи подібного).

Характерною особливістю даної конструкції є «приплющена» конструкція гідромуфти, що дозволяє зменшити габаритні розміри і застосувати більш просту технологію виготовлення.

### *1.8.3. Гідродинамічний привод механізму повороту порталного крана «Ганц» і баштового крана КБ 410*

Механізм повороту порталного крана, особливо в грейферному режимі роботи, висуває підвищені вимоги до привода. Конструкція гідродинамічного привода механізму повороту порталного крана багато в чому визначається групою режимів роботи, числом включень механізму в годину, кутом повороту і вильотом (найбільше часто застосовуваному) крана, температурою повітря, тахограмою робочого циклу та ін.



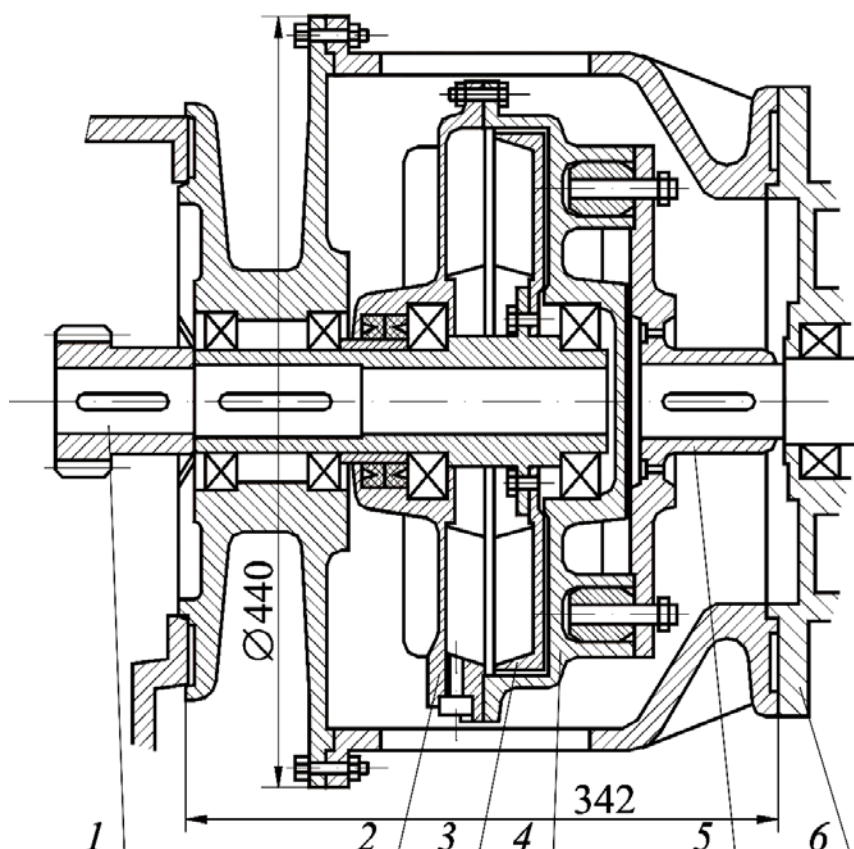


Рис.1.44. Механізм пересування баштового крана з гідродинамічним приводом:

1 – вихідний вал; 2 – насосне колесо; 3 – турбінне колесо; 4 – корпус;  
5 – пружна муфта; 6 – електродвигун

Простежимо ці положення на конструктивних змінах гідродинамічного привода механізму повороту порталного крана «Ганц».

У первісному варіанті для крюкового режиму, а також грейферного аж до ПВ = 40 % (група режиму М4) передбачалося застосування асинхронного короткозамкненого двигуна загальнопромислової серії 4А200МУЗ, потужністю 22 кВт, частотою обертання 980 об/хв, модернізованої гідромуфти ГП395 (ГПЕ-400).

У зв'язку з більш жорсткими вимогами при роботі в грейферному режимі (ПВ = 60 %, малі кути повороту крана і, як наслідок, постійна робота в пускогальмових режимах з великими виділеннями тепла в муфті й електродвигуні) були передбачені два варіанти краново-металургійних (а не загальнопромислових) двигунів з короткозамкненим МТКФ 412-6У1 і з фазним МТФ 412-6У1 роторами потужністю 30 кВт, а також два варіанти примусового охолодження: з осьовим і відцентровим вентиляторами.

Аналіз показав, що система охолодження гідромуфти з відцентровим вентилятором (рис. 1.45) більш ефективна, чим з осьовим, а потужність теплових втрат у гідромуфті за цикл нижче у варіанта з двигуном МТФ. Цей варіант конструктивного рішення працездатний при ПВ 60 % і кутах повороту крана 30° і більш. Варіант з двигуном МТКФ працездатний при ПВ 40 % при будь-якому куті повороту крана.

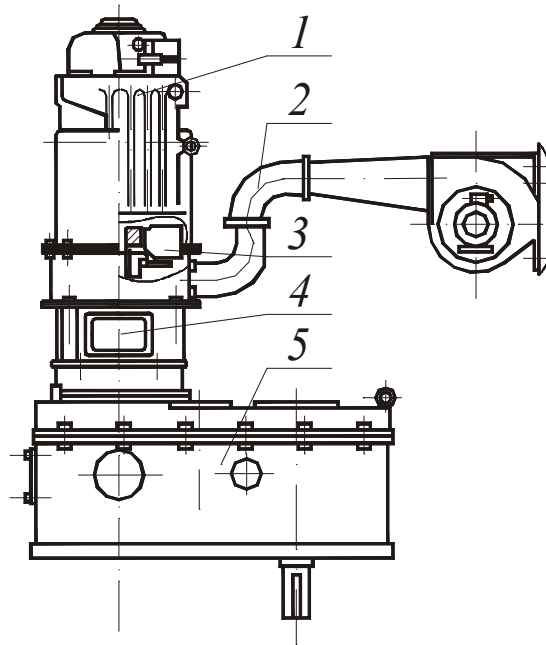


Рис.1.45. Механізм повороту порталного крана типу «Ганц» з гідродинамічним приводом та відцентровим вентилятором: 1 – електродвигун; 2 – система охолодження з відцентровим вентилятором; 3 – гідромуфта; 4 – гальмовий шків; 5 – редуктор

Деяких змін зажадала і гідромуфта – всі ущільнення замінені на більш термостійкі – з гуми ІРП 1316, у верхній кришці підшипника гідромуфти 3 установлені два ущільнення замість одного.

На рис. 1.46 приведена конструкція механізму повороту порталного крана «Ганц» з гідродинамічним приводом та осьовим вентилятором охолодження.

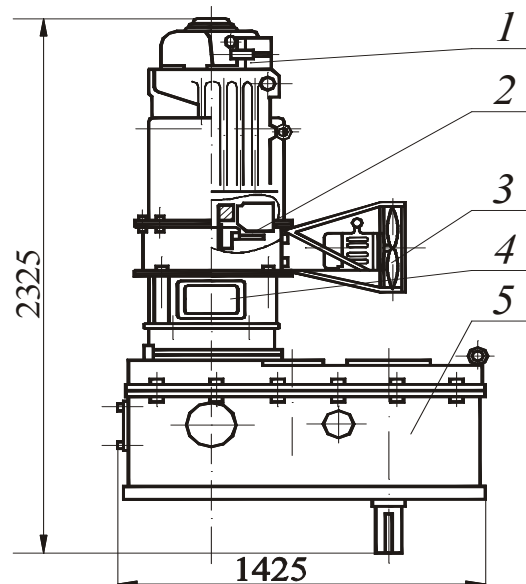


Рис. 1.46. Механізм повороту порталного крана типу «Ганц» вантажопідйомністю 5/6,3 т з гідродинамічним приводом та вістовим вентилятором охолодження:

1 – електродвигун; 2 – модернізована муфта на базі муфти ГП395 (завод «Світло шахтаря», м. Харків); 3 – система охолодження з осьовим вентилятором; 4 – шків гальмовий; 5 – редуктор

На рис. 1.47 зображено механізм повороту «Ганц» з гідродинамічним приводом в машинному відділенні крана.

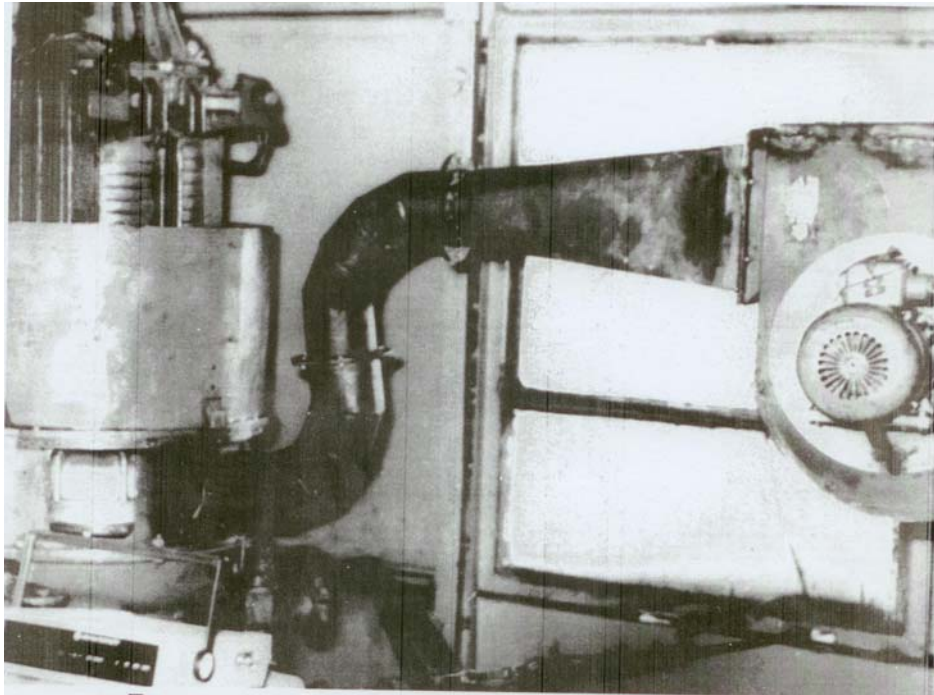


Рис. 1.47. Гідродинамічний привод механізму повороту порталного крана «Ганц», Клайпедський порт

Привод забезпечено примусовою системою охолодження гідромуфти з осьовим вентилятором.

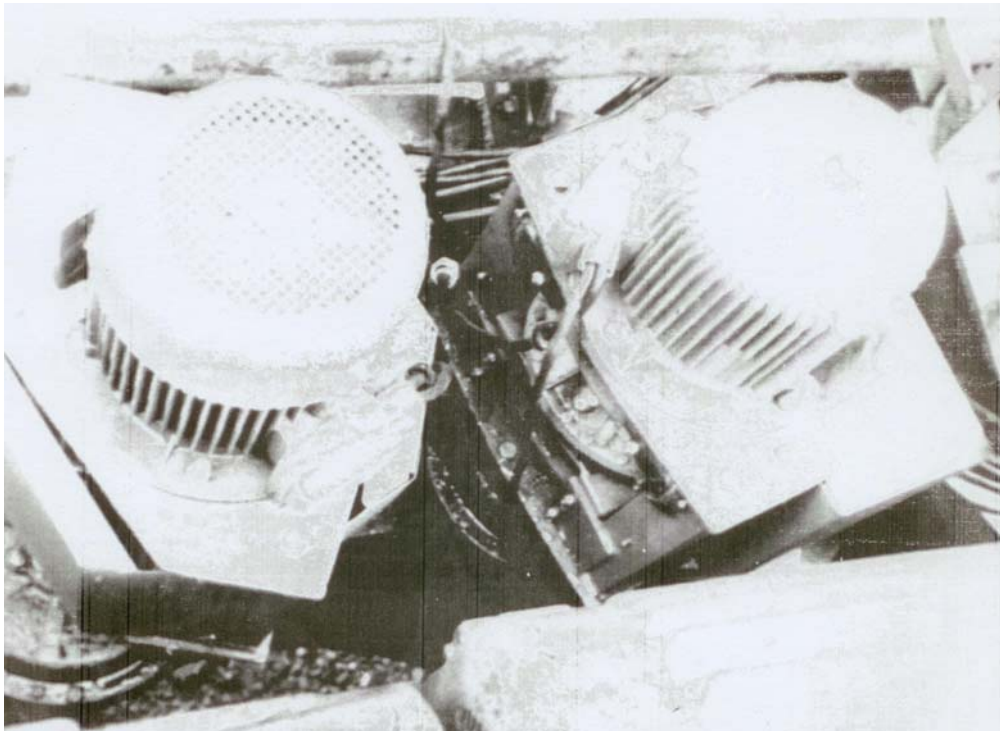


Рис. 1.48. Подвійний привод механізму повороту баштового крана в/п 10 т. Завод «Ржевбашкран»

Механізми повороту баштових кранів сприймають великі навантаження, що інколи приводить до їх ушкоджень, навіть якщо на механізмі повороті баштового крана КБ 410 встановлено два роздільних привода, що працюють на один вінець, це не вичерпує проблему.

Проблему вдалося розв'язати установкою двох роздільних гідродинамічних приводів механізму повороту баштового крана КБ 410, що і було зроблено та випробувано на Ржевському заводі баштових кранів.

На рис. 1.48 наведено фото цих приводів на крані КБ 410, що був встановлений на випробувальному майданчику Ржевського заводу у 1990 р.

*1.8.4. Гідродинамічний привод механізму пересування візка мостового крана вантажопідйомністю 30/5 т і роздільного механізму пересування мостового крана вантажопідйомністю 20/5 т*

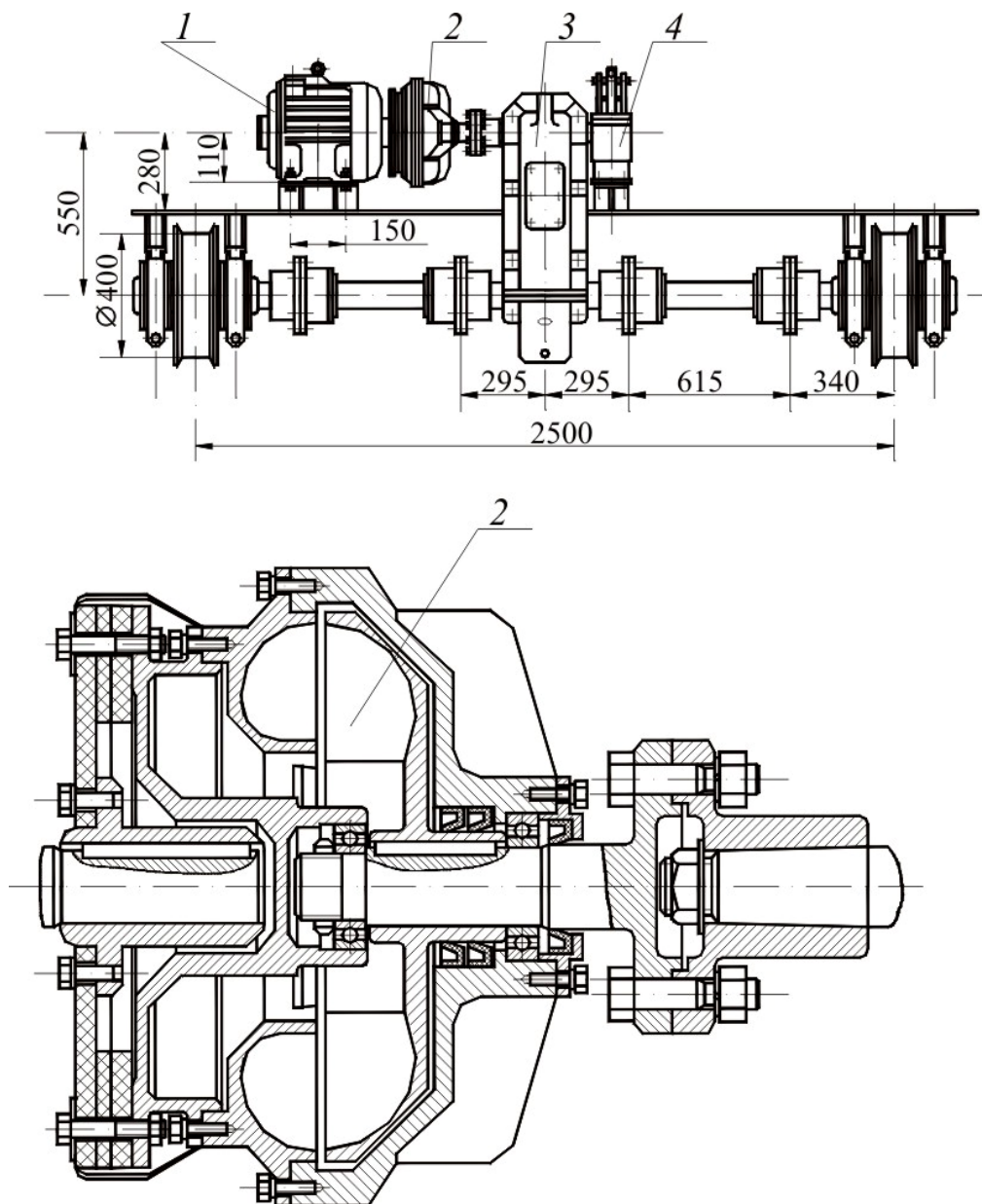


Рис.1.49. Механізм пересування візка з гідромуфтою для мостового крана в/п 30/5 т:

1 – електродвигун; 2 – гідромуфта; 3 – редуктор; 4 – гальмо



Застосування гідродинамічних передач, що є гарним демпфером крутильних коливань, у механізмах пересування кранів і візків на додаток до раніше відзначених переваг у порівнянні з електромеханічним приводом попереджає пробуксовку при розгоні і проковзування при гальмуванні ходових коліс, гасить надмірне розгойдування вантажу, створює передумови для усунення надмірних перекосів кранового моста.

На рис. 1.49 приведена конструкція механізму пересування з гідродинамічним приводом візка мостового крана в/п 30/5 т виробництва Харківського заводу ПТО (м. Харків). Механізм пересування встановлено на крані Харківського заводу «Турбоатом».

Привод складається з асинхронного короткозамкненого двигуна типу МТК 112-6, потужністю 5 кВт при  $P_B = 25\%$ , гідродинамічної муфти 2 типу МГВ-9 з активним діаметром 300 мм, вертикального редуктора ВК 475 3, двоколодкового гальма 4 з гідроштовхачем ТКТГ 200. У приводі використана гідродинамічна муфта конструкції ІГД ім. Скочинського. Особливістю муфти є наявність додаткового об'єму з боку насосного колеса, що дозволяє зменшити навантаження на двигун при пуску.

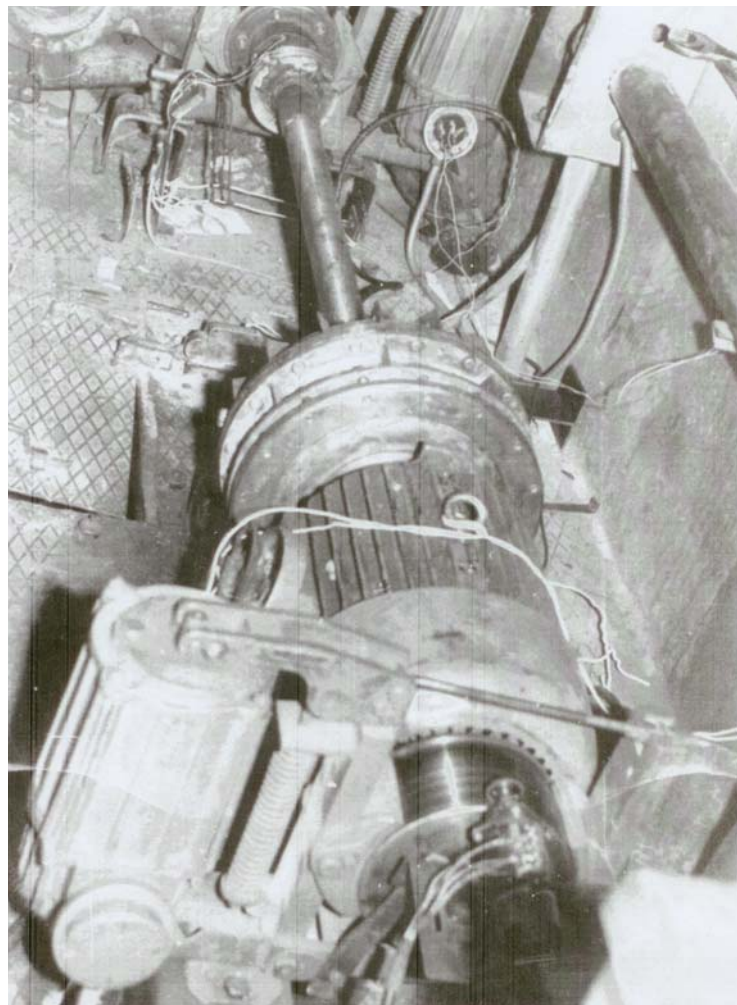


Рис. 1.50. Роздільний гідродинамічний привод механізму пересування мостового крана в/п 20/5 т. Узловський кранобудівний завод

Дослідження показали, що гідродинамічний привод механізму пересування візка мостового крана дозволяє зменшити навантаження в елементах трансмісії на 25–30 %, усуває високочастотні коливання елементів привода, що забезпечує надійне зчеплення ходових коліс з рейкою.

На рис. 1.50 зображено фото цього приводу на майданчику мостового крана.

На рис. 1.51 наведені натурні осцилограми випробувань цього крана.

На рис. 1.52 приведена конструкція роздільного гідродинамічного привода механізму пересування мостового крана в/п 20/5 т виробництва Узловського машинобудівного заводу. Запропоновано і випробувано в НТУ «ХПІ» у 1972–73 рр.

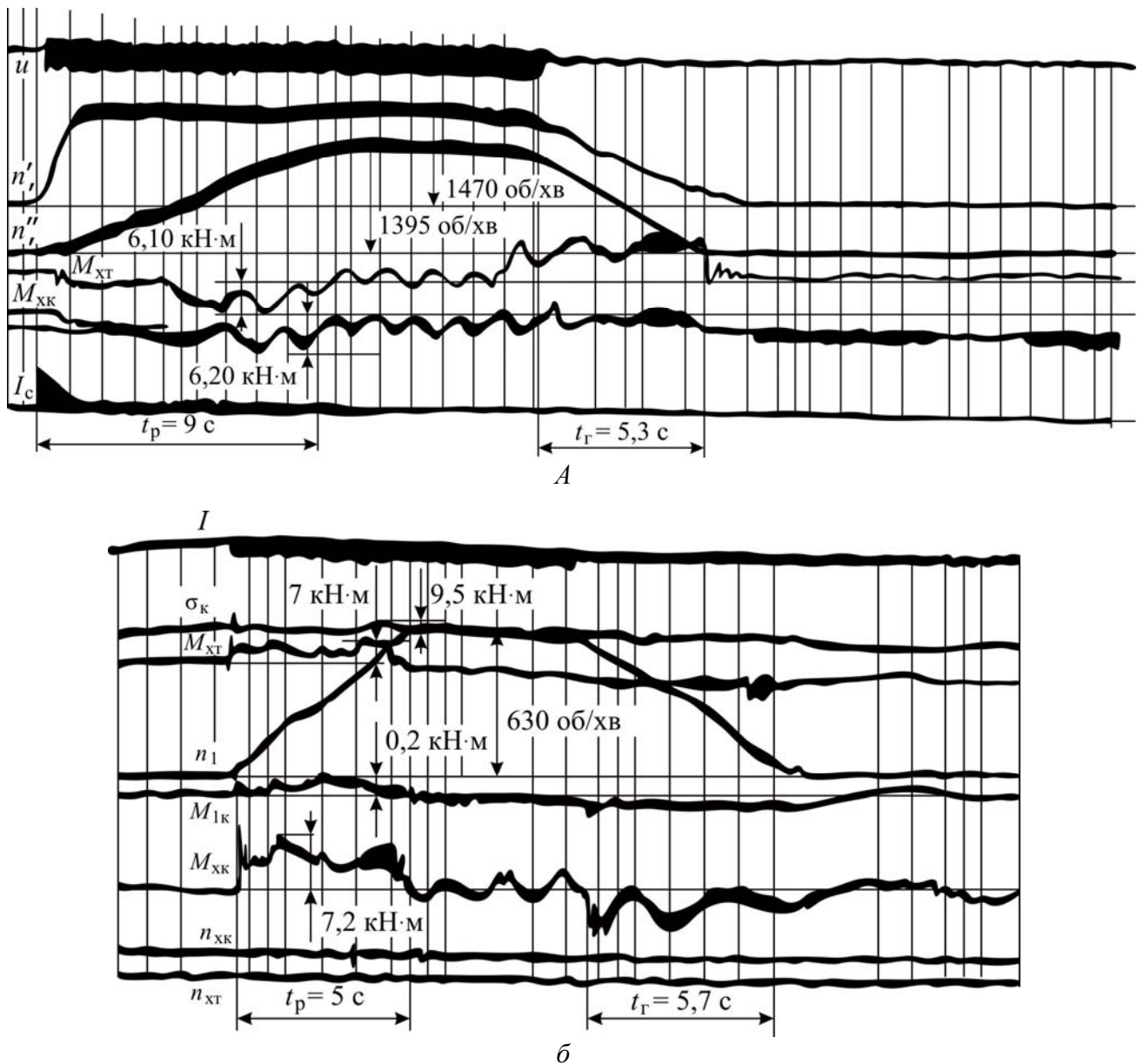


Рис. 1.51. Натурні осцилограми випробувань:

а – осцилограма пуско-гальмівного режиму мостового крана з гідродинамічним приводом;  
б – осцилограма пуско-гальмівного режиму мостового крана з електромеханічним приводом

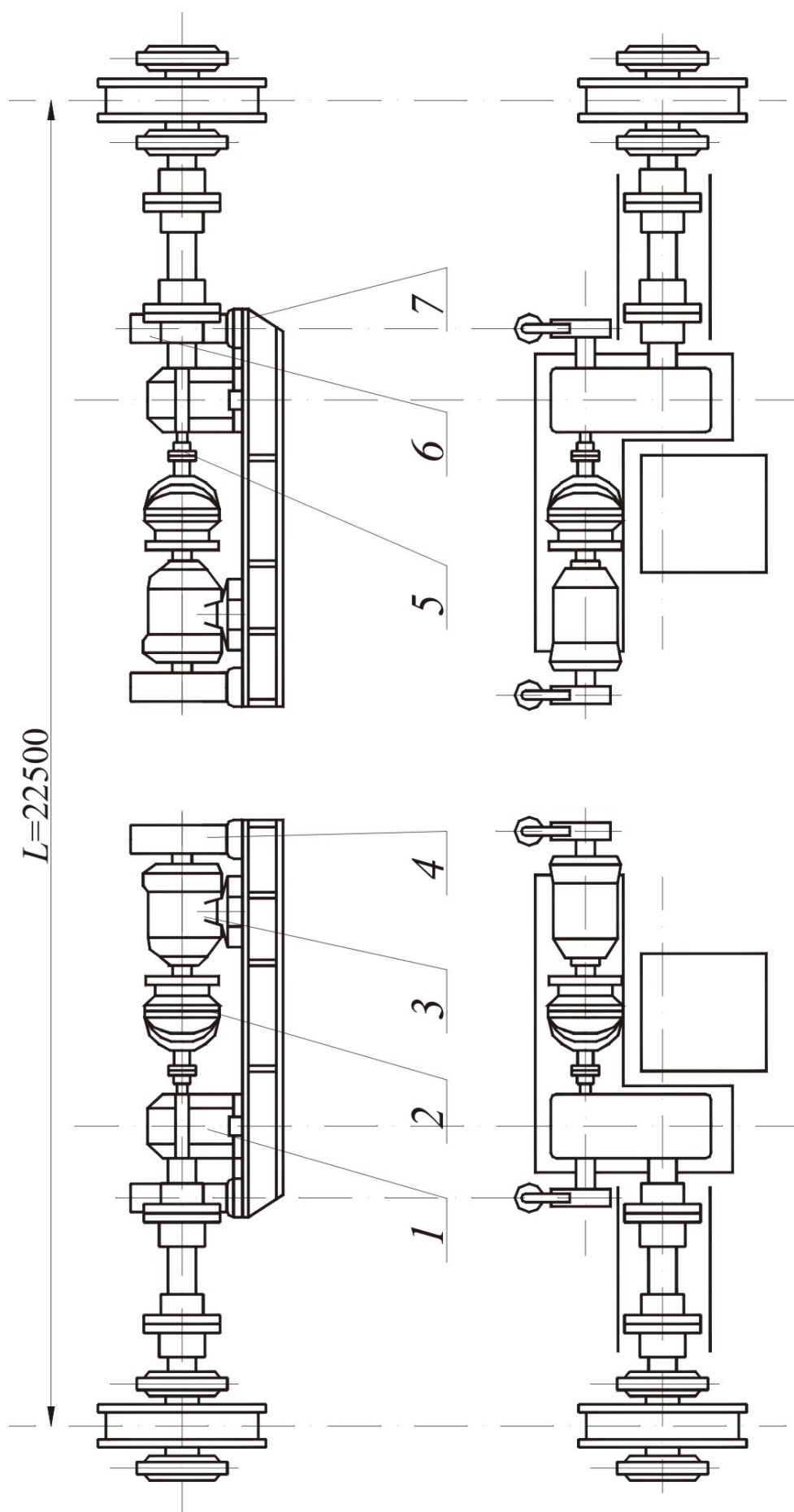


Рис. 1.52. Роздільний гідродинамічний привод механізму пересування мостового крана вантажопідйомністю 20/5 т (Узловський машинобудівний завод):  
 1 – редуктор; 2 – гідромуфта ТП-315; 3 – електродвигун; 4, 6 – гальмо; 5 – сполучна муфта; 7 – рама

Привод на одну кінцеву балку складається з асинхронного короткозамкненого двигуна типу АОС 2-51-4, потужністю  $N = 9,4$  кВт, гідродинамічної муфти ГП-315 з активним діаметром 315 мм, редуктора Р400 ( $i = 34,5$ ), двох гальм типу ТКТГ-200, один з яких для забезпечення ефекту попереднього плавного гідродинамічного гальмування сидить на валу електродвигуна, а другий – для остаточного стоянкового гальмування скріплено із входним валом редуктора.

Порівняльні дослідження показали, що в елементах трансмісії крутні моменти зменшуються на 25–30 %. Характер зміни цих моментів, що записані на осцилографічний папір, свідчить про те, що в процесі пуску і гальмування відбувається надійне зчеплення ведучих коліс з рейкою, у результаті чого розгін і гальмування крана відбуваються без пробуксовки і проковзування. Зміни швидкості і моментів в елементах трансмісії, напруження у металоконструкції при різному положенні візка свідчать про значне зменшення перекісних навантажень, що підтверджує теоретичні висновки про сприятливий вплив роздільного гідродинамічного привода на усунення перекосу мостового крана і збільшення терміну служби ходових коліс, підкранових рейок і балок.

Застосування двоступінчастого гальмування дає гарні експлуатаційні показники, забезпечує плавну і точну зупинку крана в необхідному місці, знижує динамічні навантаження.

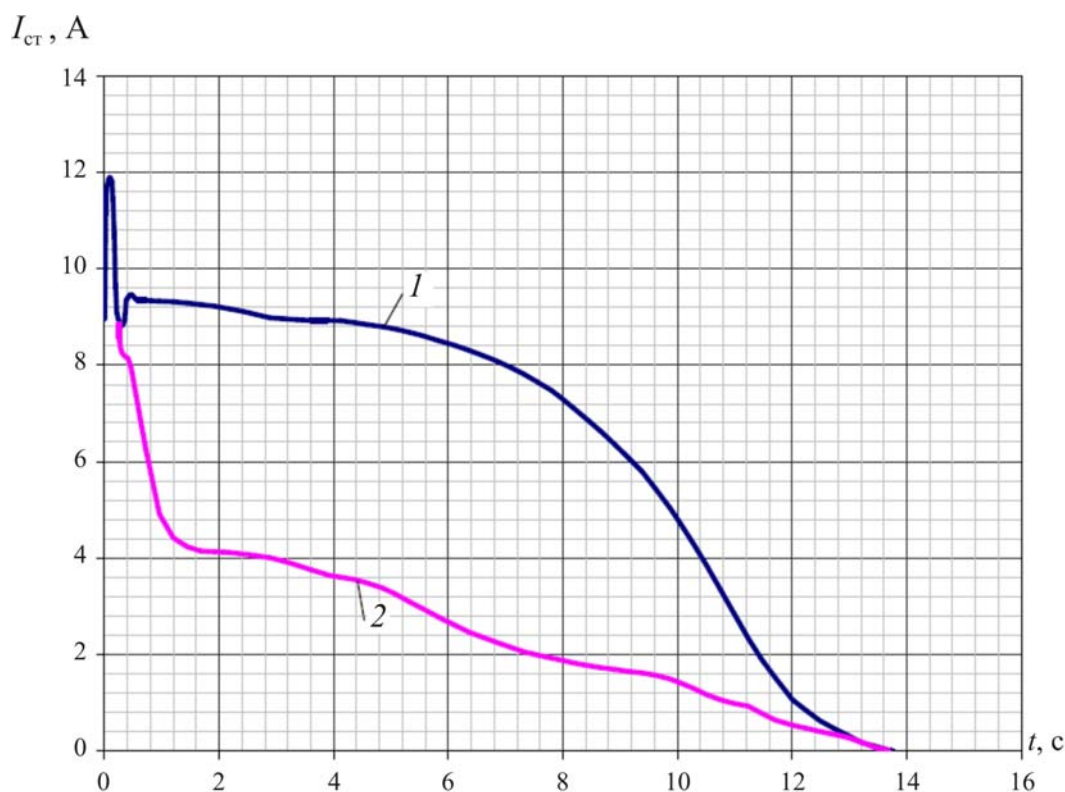


Рис. 1.53. Графік зміни пускових токів:  
 1 – при безпосередньому з'єднанні двигуна з робочою машиною;  
 2 – при з'єднанні через гідромуфту



Використання асинхронних електродвигунів з короткозамкненим ротором загальнопромислової серії можливо по фактору нагрівання для легкого і середнього режимів роботи; для більш важких режимів необхідно застосовувати краново-металургійні двигуни.

За графіками пускових токів (рис. 1.53) можна робити висновки про захист електродвигуна від перевантажень і про економію електроенергії при пусках. Як відомо, тепло, яке виділяється в електродвигуні можна знайти за формулою  $Q = I^2 R t$ . Оскільки для двох варіантів приводів у нас  $R$  і  $t$  однакові, то співвідношення затрат енергії для двох приводів визначити за графіком (рис. 1.54), де у часі розглядається співвідношення  $I_{\text{ел.мех}}^2 / I_{\text{Г.дин}}^2$ . Як бачимо виграш у гідродинамічного привода.



Рис. 1.54. Графік залежності  $I_{\text{ел.мех}}^2 / I_{\text{Г.дин}}^2$

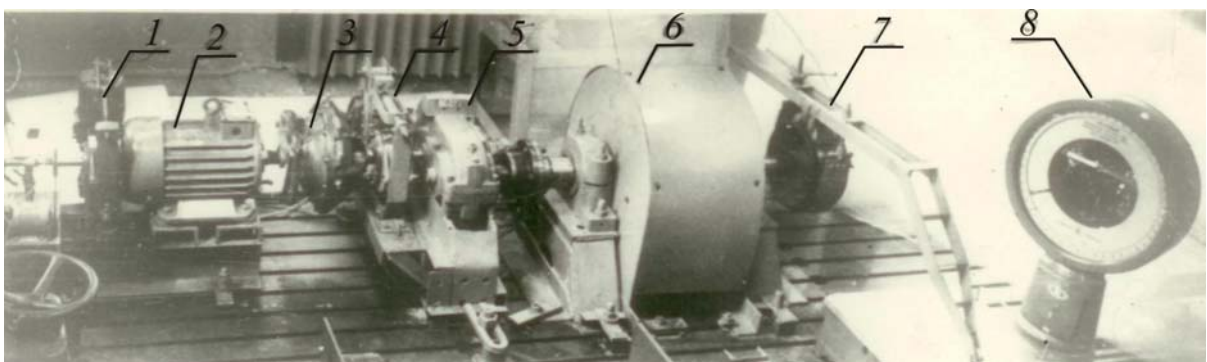


Рис. 1.55. Стенд для вивчення перехідних режимів з гідромуфтою:  
1 – гальмо; 2 – електродвигун МТК  $N = 5$  кВт; 3 – гідромуфта; 4 – гальмо;  
5 – редуктор; 6 – махові маси; 7 – важіль вагового пристрою; 8 – ваги

Для детального вивчення перехідних режимів з гідромуфтою створено стенд, який імітує механізм пересування візка крана в/п 30/5 т з гідродинамічним приводом (рис. 1.55)

### 1.9. Гідродинамічні трансформатори

Гідротрансформатори, які володіють властивостями гідромуфт, здатні також залежно від передавального відношення  $i$  перетворити момент  $M_1$  який прикладено до вхідного двигуна. Якщо момент опору  $M_2$ , що прикладається до вихідного валу перевершує момент двигуна, то швидкість вихідного валу  $u_2$  автоматично знижується; якщо момент  $M_2$  буде зменшуватись, то  $u_2$  буде зростати. Це дозволяє автоматично, без переключень, найбільше повно використовувати можливості двигунів, пристосовуючи їх до змінного навантаження.

Там, де виникають проблеми з електричним енергопостачанням, доцільно використовувати приводи з автономним енергоживленням. Ці приводи передбачають застосування карбюраторних чи більш економічних дизельних ДВЗ. Такі двигуни дозволяють плавне регулювання швидкості подачею пального, але забезпечити стабільність швидкості дуже непросто: дуже м'яка механічна характеристика спричиняє різку зміну обертів відповідно до зміни зусилля навантаження.

На рис. 1.56 показані механічні характеристики привода з ДВЗ, що відрізняються величиною подачі пального ( $Q_1 > Q_2$ ).

На відміну від переважної більшості двигунів, – ДВЗ не здатні розвивати значний пусковий момент (момент за нерухомого вала). Із цим пов'язана необхідність застосування спеціальних пускових пристроїв.

Отже, потрібна більш-менш складна трансмісія:

- коробка передач (мануальна чи автоматична);
- гідропередача (гідромуфта чи гідротрансформатор);
- електромеханічна система «генератор – двигун»;
- гідрооб'ємна система «насос – гідромотор» (в якості гідромотора можуть бути використані гідроциліндри).

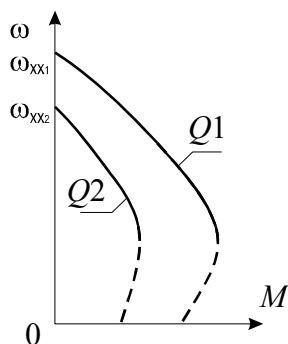


Рис. 1.56. Механічні характеристики двигуна внутрішнього згоряння за різних величин подачі пального

навантаженням.

Найпростіший варіант привода від ДВЗ (із коробкою передач) застосовується в автомобільних стрілових кранах малої вантажопідйомності (до 6,3 т). Привод має наступні недоліки:

- 1) мала перевантажувальна спроможність, пов'язана з тим, що названий привод дуже чутливий до величини робочого зусилля;
- 2) незадовільні пускові характеристики: привод важко запустити під робочим навантаженням;
- 3) привод неможливо реверсувати під навантаженням.

Варто зауважити, що привід із ДВЗ є індивідуальним: кожний двигун створюється для конкретної групи (серії) машин. Отже, дуже проблематичним є застосування двигуна від автобуса у приводі механізму підйому крану – навіть за однакової потрібної потужності. Цієї особливості позбавлені, наприклад, електричні двигуни.

Позбутися названих недоліків дозволяє застосування електромеханічної, гідродинамічної чи гідрооб'ємної трансмісії. Гідродинамічна трансмісія забезпечує необхідні пускові характеристики, поліпшує запобіжні характеристики та підвищує перевантажувальну спроможність приводу з ДВЗ. Застосування системи «генератор – двигун» забезпечує бездоганні пускові, регульовальні та запобіжні характеристики вантажопідйомної машини з ДВЗ. Використання ж гідрооб'ємної (гідростатичної) системи забезпечує виключно високі експлуатаційні властивості складного вантажопідйомного обладнання: незалежне регулювання руху поступальних і обертальних робочих органів у широкому діапазоні швидкостей найпростішими і найзручнішими засобами. Названі типи трансмісій фактично є самостійними видами приводів і будуть розглянуті окремо.

Надто м'яка механічна характеристика і практично нульовий пусковий момент ДВЗ змушує агрегатовувати їх із гідромуфтами чи гідротрансформаторами. Для поліпшення характеристик приводу з ДВЗ (для забезпечення задовільних пускових та запобіжних властивостей) найбільш ефективним є застосування гідротрансформатора.

Гідротрансформатор (рис. 1.57) складається з розміщених у корпусі 1 трьох співосних коліс – насосного 12, турбінного 2 та спрямовального 3 (реактора), що створюють замкнений контур, заповнений рідиною. Насосне колесо 12 зв'язане з валом 4 двигуна, турбінне – з валом 11 привода, реактор є нерухомим. Для циркуляції та охолодження робочої рідини використовується радіатор 5, в який рідина подається шестеренним насосом 6. У системі є клапан 7, фільтр 8 та бак 9. Для керування процесом циркуляції масла застосований пневмоштовхач 14, що діє на золотник 13, що керує ежектором та дифузоре 10.

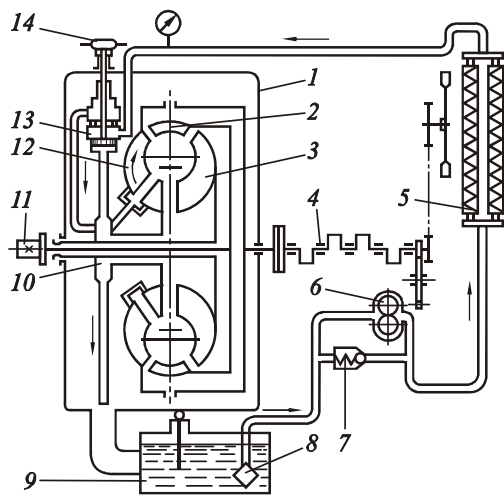


Рис. 1.57. Схема гідротрансформатора

У цій системі з трьох коліс 12, 2, 3 рідина під дією відцентрової сили обтікає послідовно лопатки коліс, причому реактор, сприймаючи за допомогою лопаток тиск рідини, переводить статичний тиск у динамічний, який, складаючись із тиском, створеним насосним колесом, збільшує крутного моменту, що передається турбінним колесом.

На рис. 1.58 показана механічна характеристика гідротрансформатора. Тут індекс «н» відповідає насосному колесу, а «т» – турбінному. Величина  $n$  характеризує ккд гідротрансформатора.

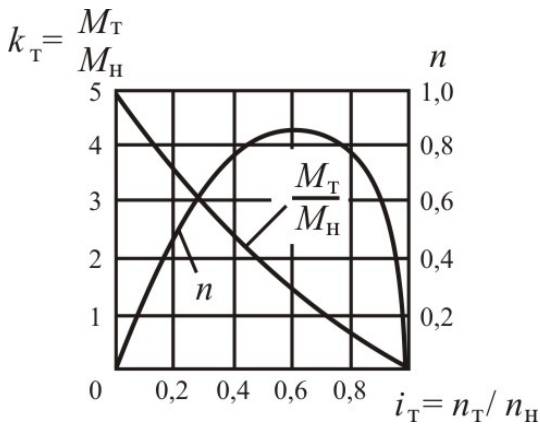


Рис.1.58. Механічна характеристика гідротрансформатора

Максимальний момент на валу турбінного колеса має місце за частоти обертання валу рівної нулю. Таким чином гідротрансформатор автоматично і плавно здійснює роботу коробки швидкостей з безкінечним числом ступенів. Із збільшенням частоти  $n_{\text{турб}}$  обертання валу турбінного колеса момент, що розвивається їм, спадає і може стати меншим за момент на валу насосного колеса. За зміни  $n_{\text{турб}}$  момент змінюється. Ступінь зміни моменту визначає так звану ступінь «прозорості» гідро-

трансформатора. За малої «прозорості» зміна моменту є невеликою, тобто момент обмежується. Ця властивість використовується для забезпечення запобіжних властивостей приводу – для обмеження навантажень в елементах приводу.

Застосування гідротрансформатора суттєво поліпшує характеристики

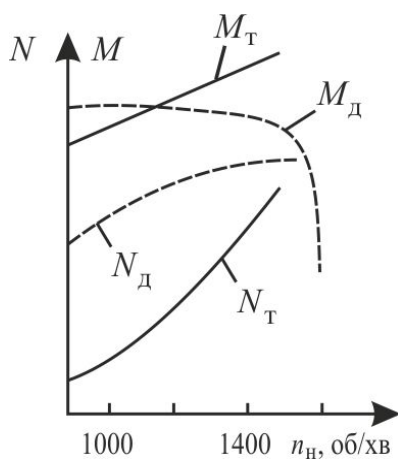


Рис.1.59. Трансформування крутного моменту ДВЗ

привідного ДВЗ – рис. 1.59, де показано, що зі збільшенням частоти обертання  $n_H$  зростає не лише потужність  $N_d$ , але й момент  $M_T$  на турбінному валу. Штриховими лініями показані момент  $M_d$  і потужність  $N_d$  двигуна. Оскільки високий ккд може бути в обмеженому діапазоні швидкості, величина швидкості турбінного колеса може бути зменшена до 1/3 від номіналу.

Гідротрансформатори застосовуються в приводах самохідних кранів на спеціальному автомобільному шасі, а також в автомобільних стрілових кранах.

На рис. 1.60 приведено схему розміщення, основні розміри та геометричні параметри коліс гідродинамічних передач, з неї видно принципову різницю між гідромуфтою та гідротрансформатором

Крутний момент  $M$ , який виникає в результаті впливу потоку рідини на лопаткове колесо, відповідно з рівнянням Л. Ейлера прямо пропорційний збільшенню моменту кількості руху рідини:

$$M = \rho Q (c_{u_{12}} r_{12} - c_{u_{11}} r_{11}),$$

де  $\rho$  – щільність робочої рідини,  $\text{кг/м}^3$ ;  $Q$  – об'ємна подача робочої рідини у вінець лопаткового колеса,  $\text{м}^3$ ;  $C_u$  — проекція абсолютної швидкості на напрямок окружної швидкості  $u$ , перший індекс при  $u$  означає лопаткове коле-

со (1 – турбінне, 2 – насосне); другий – вхід 1 чи вихід 2 з нього, м/с;  $r$  – середній радіус струмку, м.

Якщо гідродинамічна передача має тільки насосне та турбінне колеса, то такий агрегат називається гідромуфтою. Часто в гідродинамічних передачах використовуються не тільки насосні та турбінні колеса, але й нерухомі лопаткові колеса – реактори. При наявності реактора гідродинамічна передача називається гідротрансформатором.

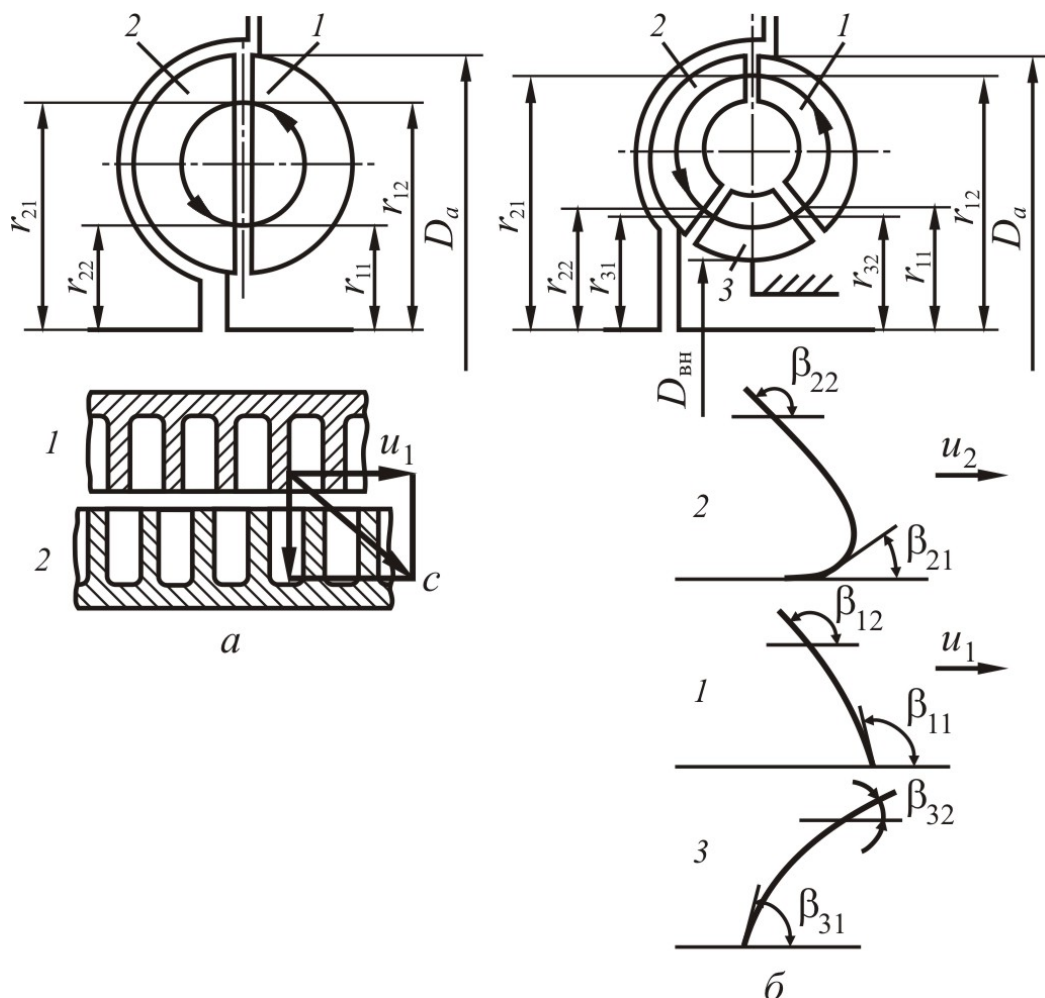


Рис. 1.60. Схеми розміщення, основні розміри і геометричні параметри коліс у гідродинамічних передачах:

$a$  – гідромуфта;  $b$  – гідротрансформаторів; 1 – насосне колесо; 2 – турбінне колесо; 3 – реактор;  $u$ ,  $c$  – відповідно окружна та абсолютна швидкості;  $\beta$  – кути лопаток

У гідромуфті момент, який створюється насосним колесом, дорівнює моменту, який передається турбінним колесом. У гідротрансформаторі, завдяки наявності реактора, значення моментів відрізняються на величину реактивного моменту. Сума моментів, що діють на всі лопаткові колеса, дорівнює нулеві. Гідротрансформатор перетворює переданий крутний момент по величині, а іноді і за знаком.

На самохідних машинах найбільше поширення одержали гідротрансформатори, у яких турбінне колесо розташоване за насосним (потік рідини з насос-



ного колеса надходить на лопатки турбінного колеса, потім на лопатки реактора і знову повертається до насосного колеса).

На рис. 1.61 представлені принципові схеми розміщення агрегатів в однопотоківих гідродинамічних приводах [5].

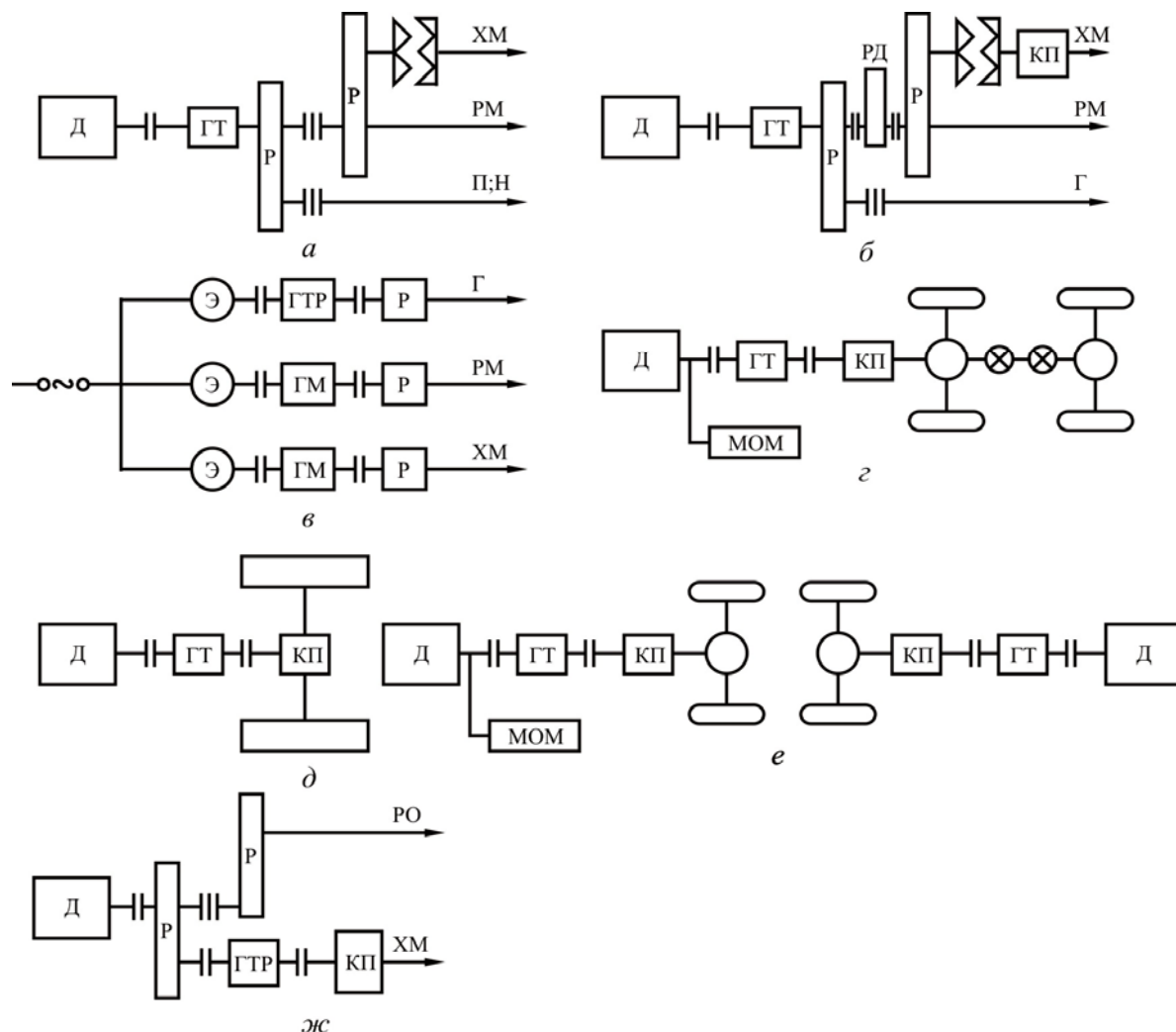


Рис.1.61. Принципові схеми розміщення агрегатів в однопотоківих гідродинамічних приводах:

*а* – одноковшового одномоторного екскаватора; *б* – одномоторного крану;  
*в* – баштового крану; *г* – землерійно-транспортної колісної машини з усіма ведучими вісями (навантажувач, бульдозер і ін.); *д* – катка з гладкими вальцями; *е* – двомоторного скрепера;  
*ж* – машин з активним робочим органом; Д – дизель; ГТ – гідротрансформатор;  
ГТР – гідротрансформатор регульований; ГМ – гідромуфта; Р – редуктор; РД – редуктор двоступінчастий; ХМ – ходовий механізм; РМ – реверсивний механізм;  
Г – вантажопідйомний механізм; ПН — підймальний і напірний механізми; КП – коробки передач; МОМ – механізм одбору потужності; РО – робочий орган; Э – електромотор

Гідродинамічні передачі встановлюють на швидкохідних валах і використовують для приводів основних механізмів: ходових – для всіх самохідних машин; на землерійно-транспортних машинах і ковзаннях ходових механізмів застосовуються не тільки для пересування машин, але й для розробки та трамбування ґрунтів і покриттів; піднімальних та напірних, що здійснюють

різання – для одноківшевих одномоторних екскаваторів; реверсивних – для всіх машин; вантажопідйомних, які підіймають або опускають вантажі, тобто для кранів.

У останній час гідротрансформатори з автоматичною коробкою передач (АКП) встановлюються приблизно у 50 % легкових машин, самоскидах та тягачах.

Умовно АКП можна розділити на частини: гідротрансформатор (ГТ), коробка передач і система керування.

Гідротрансформатор (ГТ), як видно з назви (рис. 1.62), щось трансформує, тобто перетворює. У даному випадку річ піде про крутний момент двигуна. Здатність ГТ збільшувати його – без сумніву, вельми важлива властивість. Не менш цінною особливістю ГТ є те, що він передає крутний момент від двигуна до первинного (вхідного) вала коробки передач постійно, що позитивно позначається на прохідності автомобіля.

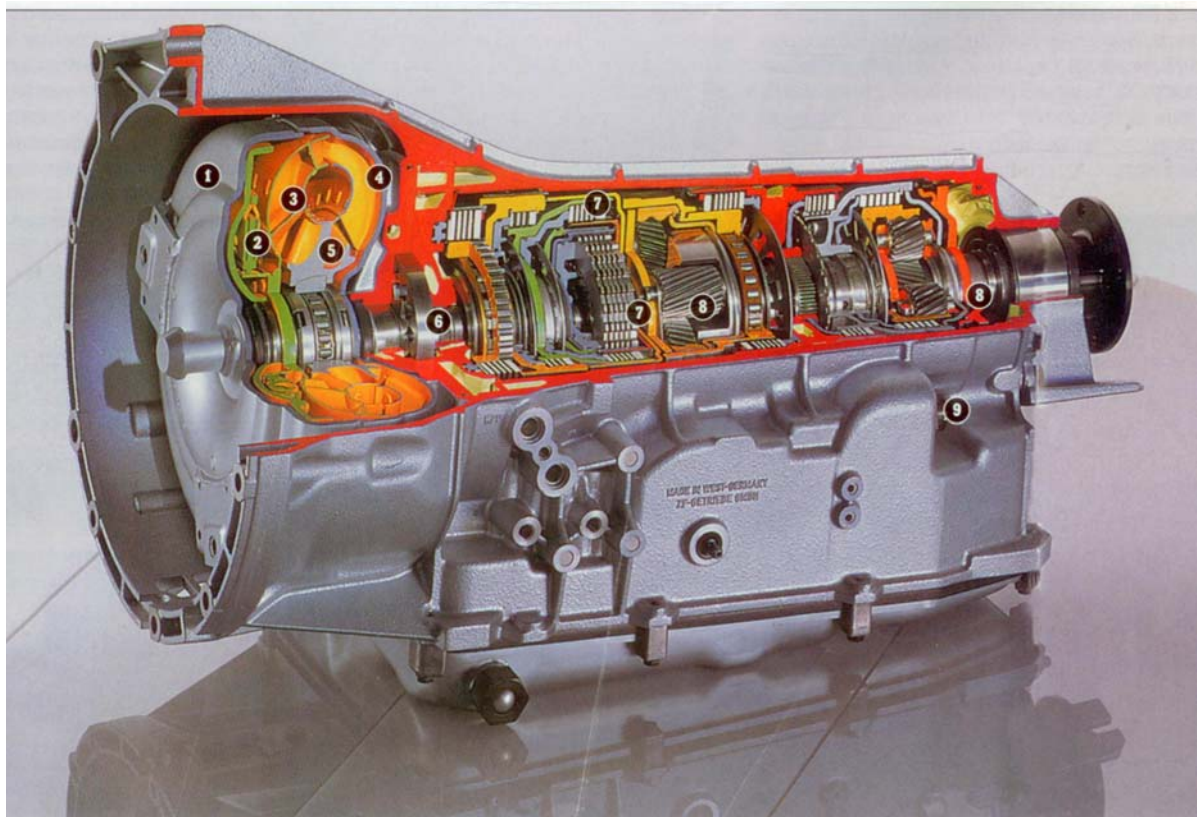


Рис. 1.62. Автоматична коробка перемикачів передач (АКПП) у розрізі:

- 1 – корпус гідротрансформатора; 2 – поршень блокування ГТ; 3 – турбінне колесо; 4 – насосне колесо; 5 – колесо реактора; 6 – гідравлічний насос; 7 – багатодискові зчеплення і гальма; 8 – планетарні ряди; 9 – роз'єм для з'єднання кабелю від електронного блока живлення

Гідротрансформатор має три лопатних колеса, які містяться к сталевому корпусі, що має форму бублика. Одне колесо (його називають насосним) жорстко зв'язане з колінчатим валом двигуна. Друге – турбінне – поєднується з первинним валом коробки передач. І, насамперед, третє колесо – реакторне –

знаходиться між першим та другим і встановлено на муфті вільного ходу на нерухомій вісі.

Як тільки запускається двигун, спеціальний насос заповнює весь внутрішній простір «бублика» малов'язкою рідиною, забираючи її з картера коробки. Лопаті обертового насосного колеса захоплюють рідину й починають її розкручувати. Під дією відцентрових сил рідина перетікає до лопатей турбінного колеса, що, у свою чергу, теж починає обертатися. Відповідно, «оживає» і коробка передач. Реакторне колесо служить для зміни напрямку потоку рідини. Відзначимо, що завдяки наявності реактора крутний момент на турбінному колесі виявляється більше, ніж на насосному. Для сучасних ГТ коефіцієнт трансформації моменту дорівнює 2–2,5.

Очевидно, що у випадку, коли колінчатий вал двигуна обертається й у коробці включена яка-небудь передача, а ведучі колеса нерухомі або тільки починають повертатися, різниця кутових швидкостей обертання насосного й турбінного коліс велика. Це явище називається ковзанням ГТ, що може досягати 100 %. У міру розкручування первинного вала коробки цей відсоток зменшується, однак, він ніколи не доходить до нуля. Поступово потік рідини в ГТ здобуває такий напрямок, що муфта вільного ходу, на якій установлений реактор, розклинається, і останній починає вільно обертатися й більш уже не робить впливу на напрям потоків рідини. У цьому випадку говорять, що ГТ перейшов у режим гідромуфти. При цьому ніякої зміни крутного моменту вже не відбувається.

Ковзання в ГТ – це палка о двох кінцях. З одного боку, ковзання присутнє завжди, тому що інакше неможлива передача крутного моменту від ведучого елемента ГТ до веденого. З іншого боку, при цьому частина потужності двигуна розсіюється в ГТ, беручи участь у створенні потоку рідини, у результаті чого знижуються ККД коробки передач. У боротьбі за паливну економічність автомобілів конструктори АКП стали оснащувати ГТ блокувальними пристроями, які жорстко (фрикційне зчеплення) з'єднують між собою насосне й турбінне колеса. Раніше такий режим роботи ГТ застосовувався лише на вищій (прямій) передачі, але сучасні АКП мають блокування на всіх ступенях.

Друга частина АКП – це механічна шестерня коробка передач. Вона являє собою кілька послідовних планетарних редукторів. Як відомо, для роботи планетарного ряду потрібно зупинити один із трьох його компонентів: центральну шестірню (сонце), зовнішню шестірню (корону) або водило, на якому обертаються шестірні-сателіти. Тоді два інших вільних елементи редуктора будуть передавати, змінюючи, крутний момент. Для гальмування й зупинки частин планетарного редуктора застосовуються багатодискові зчеплення. Вони являють собою набори сталевих дисків, між якими розташовані диски із фрикційними накладками. В АКП таких зчеплень декілька, і їх число залежить від кількості передач.

Стискаючи один пакет дисків, фіксується той або інший елемент редуктора. При цьому працює відповідна передача. Якщо йде вплив на інше



зчеплення, то ввімкнеться інша передача. Зрозуміло, що попередній пакет дисків при цьому потрібно розтиснути, інакше одночасно включеним виявляться дві передачі, що неприпустимо. Фахівці вживають термін «перекриття», говорячи про процес перемикання передач. Він означає, що одна передача вимикається, а інша в цей же проміжок часу включається. Це дозволяє ні на секунду не припиняти підведення потужності двигуна до ведучих коліс, що зовсім неможливо у випадку з механічною ручною коробкою передач. Впливом на ці зчеплення, тобто власне перемиканням передач, завідуює третя частина АКП – система керування.

Найважливішими параметрами для вибору тієї або іншої передачі є швидкість автомобіля й ступінь натискання педалі акселератора. В АКП із механічно-гідравлічною системою керування ці дані за допомогою механічних пристроїв перетворюються в тиск рідини, що викликає зсув золотників у клапанах перемикання передач, які перебувають усередині гідравлічної системи. При цьому з'єднуються між собою відповідні головні магістралі, і рідина під тиском (як ми пам'ятаємо, в АКП є насос) спрямовується до циліндра поршня певного зчеплення. Воно включається, чим забезпечується функціонування потрібної передачі.

На сучасних АКП подібні схеми керування вже не застосовуються: на зміну механіці прийшла електроніка. Бортовий комп'ютер аналізує сигнали, що приходять від різних датчиків, і подає електроживлення на певні електромагнітні клапани – соленоїди. Їх штоки переміщуються й впливають на кулькові клапани, що керують тиском у каналах клапанів перемикання. Подальший процес роботи системи керування ідентичний описаному вище.

Логічно припустити, що електронно-гідравлічна схема краще механічно-гідравлічної, оскільки перша витиснула другу. Це не зовсім так. Так, електроніка чіткіше сприймає параметри, що задають, тому перемикання передач відбувається більш оптимально. У комп'ютері можна передбачити кілька програм обробки сигналів датчиків, що виразиться в зміні моментів перемикань, у їх підстроюванні під конкретні умови експлуатації. І це й інше приводить до головного результату – паливна економічність автомобіля поліпшується. Однак реальну економію коштів на паливі навряд чи можна відчутися, оскільки доводиться викласти більше з кишені при покупці автомобіля (оснащення АКП електронікою не обходиться задарма). Крім того, зростає ймовірність відмови коробки через помилки комп'ютера або несправностей датчиків. Сучасні «наворочені» АКП із електронно-гідравлічною системою керування ламаються частіше, ніж агрегати попередніх років випуску.

Конструктори «автоматів» намагаються передбачити ці небажані моменти. Комп'ютер керування АКП постійно займається самодіагностикою. При виявленні помилки в сигналах датчиків або при збої програми він відразу «іде» у так званий захисний режим.

Автомобілем з автоматичною трансмісією легше керувати, переміщення відбувається комфортніше, ніж на машині з «механікою». Тому все більша кількість людей в усьому світі віддає перевагу «автоматам». Технічний прогрес

не стоїть на місці: АКП увесь час удосконалюється, надійність їх зростає. Сьогодні у світі випускається близько 20 млн. АКП, і ця цифра буде зростати.

Стосовно позашляховика в АКП є як плюси, так і мінуси.

Автомобіль може застрягти на бездоріжжі за двох причин: сили опору руху виявляються більше, ніж сили тяги на ведучих колесах, або зчіпні здатності опорної поверхні будуть недостатні для того, щоб крутний момент на колесах перетворився в переміщення машини.

Гідротрансформатор, як сказано на початку, здатний збільшувати крутний момент двигуна в процесі його передачі до ведучих коліс (а значить і силу тяги на них). Це властивість давно застосовується саме на позашляховій техніці для підвищення її прохідності. Наприклад, важкі армійські тягачі або кар'єрні самоскиди «БелАЗ» вантажопідйомністю 25–50 т оснащуються гідротрансформаторами. І наявність ГТ у трансмісії позашляховика здатна значно підвищити його прохідність по в'язкому або багnistому ґрунту, коли для успішного переміщення до коліс потрібно підводити значний крутний момент.

При русі по м'яких ґрунтах (пісок, заболочена місцевість) дуже легко порушити баланс тягових і зчіпних сил у точках дотику коліс із опорною поверхнею. Якщо це відбудеться, то наступить буксування коліс. У машині з «механічної» КПП плавно підвести крутний момент до ведучих коліс можна, але для цього потрібний великий досвід роботи зі зчепленням. У протилежному випадку воно буде «горіти». Рушаючи на автомобілі, оздобленому АКП, можна простим натисканням на педаль акселератора плавно (що принципово важливо!) змінити крутний момент на колесах від нуля до максимуму. Коли машина рухається, то за рахунок безперервності потоку потужності, що надходить від двигуна до коліс, не можна отримати стрибкоподібну зміну крутного моменту на останніх при перемиканні передач. Тому ризик зриву ґрунту під колесами значно менше, ніж у випадку з «механікою». Крім цього при зміні ступенів у коробці не відбувається уповільнення авто – середня швидкість виходить вище, ніж у машини, оснащеної звичайною КПП. Можна привести конкретний приклад: «Ниви», на які встановлені АКП фірми ZF, показують при русі по піску середню швидкість на 20 км/год більше, ніж «вазівські» позашляховики в стандартній комплектації.

Досвідчені водії знають, що при підйомі в круту гору краще не торкатися важеля механічної коробки, оскільки є ризик, що автомобіль зупиниться раніше, ніж ви встигнете перевести важіль керування КПП у положення, що відповідає більш низькому ступеню. У випадку з «автоматом» цю рекомендацію можна забути: АКП у потрібний момент перемкне передачу, не перериваючи підведення тяги до ведучих коліс.

Говорячи про обслуговування АКП, слід зазначити, що зараз нерідко можна знайти коробки, які взагалі не вимагають ніякого втручання протягом усього терміну служби автомобіля. Аж до того, що й робоча рідина не міняється й відсутній щуп для контролю її рівня.

Зважаючи на те, що КП в АКП має 4, а максимум 6 ступенів перемикання передач, в останні роки АКП додатково оснащують ще й варіаторами

(рис. 1.63). Момент від двигуна передається спочатку через гідротрансформатор, який полегшує торгання з місця, але при досягненні 20 км/год блокується, щоб не зростала витрата палива. Основа варіатора – набраний з дрібних металевих ланок ремінь. Працює, до речі, не тягнуча, а штовхаюча гілка.

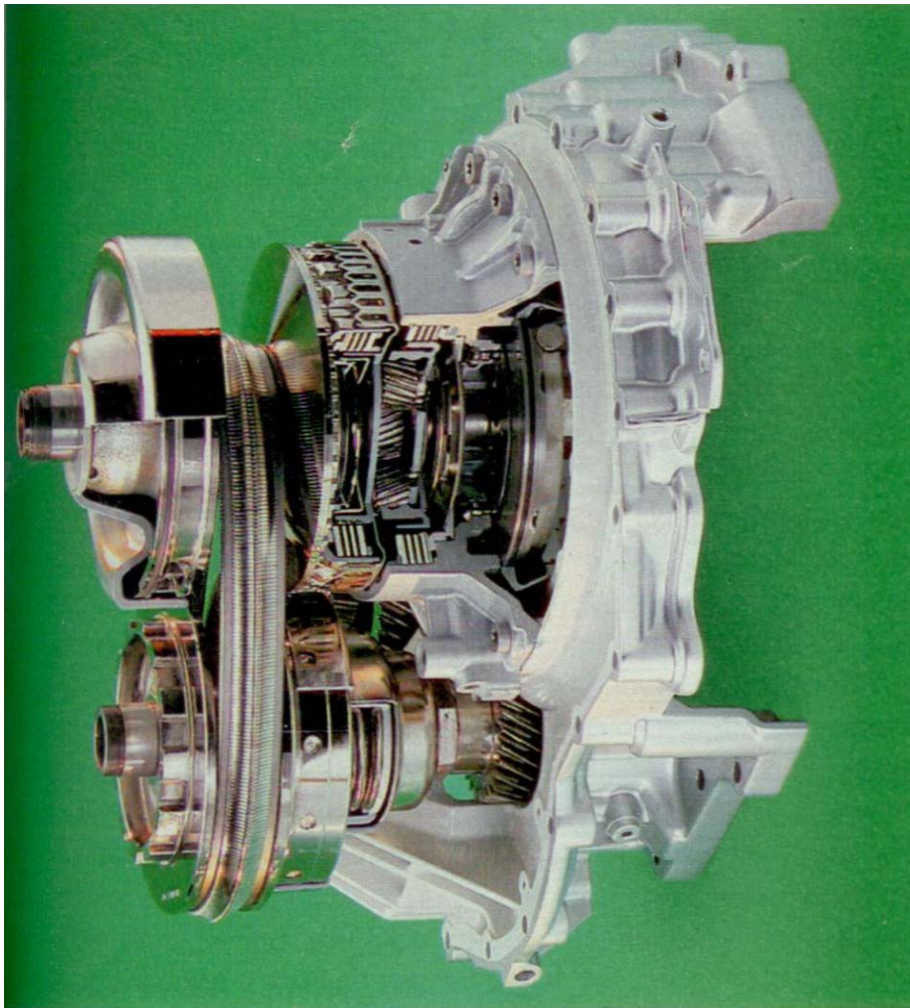


Рис. 1.63. Варіатор Durashift CVT

У результаті обробки експериментальних і розрахункових даних в НТУ «ХПІ» були отримані графіки (рис. 1.64) залежностей загального ККД електрогідропривода  $\eta_{\text{заг.електр.г.пр}}$  відносно продуктивності насоса  $e = Q_{\text{т}}/Q_{\text{н}}$  (співвідношення поточної продуктивності до номінальної) і  $\eta_{\text{електр.мех}}$  – ККД електромеханічного привода, а загальний ККД електроваріаторного привода  $\eta_{\text{заг.електр.вар}}$  взято з довідкової літератури [17]. Ці графіки приведені з урахуванням ККД редуктора та з'єднальних муфт.

При розгоні варіаторний привод має значно менші енергетичні затрати, ніж гідропривод і електромеханічний привод.

Як видно з теоретичних та експериментальних досліджень, у випадку застосування варіатора або гідропривода при гальмуванні в широкому діапазоні швидкостей і навантажень спостерігається рекуперація енергії в мережу приводним двигуном.

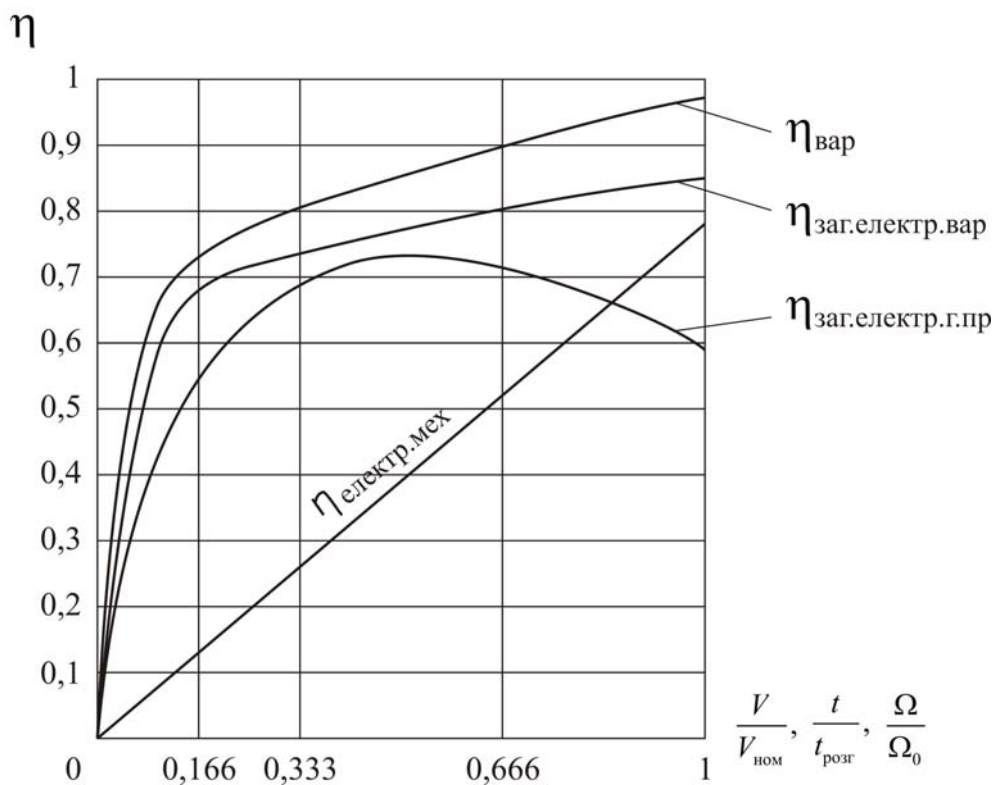


Рис. 1.64. Графіки залежності ККД у об'ємному гідравлічному, варіаторному і електромеханічному приводах від  $e$  ( $V/V_{\text{ном}}$ ,  $t/t_{\text{розг}}$ ,  $\Omega/\Omega_0$ ) при навантаженні 158 Н·м

Гальмування електромеханічного привода, як відомо, здійснюється за рахунок механічних гальм або противмиканням. У першому випадку приводний двигун енергію з мережі не споживає. При гальмуванні противмиканням споживається значна кількість енергії з мережі. Тому на ділянці гальмування варіатор і гідропривод мають беззаперечну перевагу за енергетичними затратами.

**Гідродинамічний привод від короткозамкненого асинхронного двигуна здатен працювати в складних умовах роботи шахтних конвеєрів, кранових механізмів пересування і повороту режиму 1К–4К без додаткового охолодження.**

**У подальшому підлягає більш глибокому вивченню застосування автоматичних трансмісій з гідротрансформаторами в кранових механізмах.**

## Список літератури до розділу 1

1. Центробежные и объёмные гидropередачи и перспективы их применения в горной промышленности / А.В. Докукин, В.Н. Берман, Ю.Ф. Пономаренко, Е.Ф. Кусов, Ю.В. Коваль. – М. : Недра, 1964. – 196 с.
2. Гидродинамические передачи / Д.Я. Алексапольский. – М. : Машгиз., 1963. – 268 с.
3. Статика и динамика машин в типичных режимах эксплуатации / Б.Л. Давыдов, Б.А. Скородумов. – М. : Машиностроение, 1967. – 431 с.
4. Ограничивающие и смягчающие гидромукты / О.В. Яременко. – М. : Машиностроение, 1963. – 89 с.
5. Гидравлические передачи тепловозов / И.Ф. Семичастнов. – М. : Машгиз., 1961. – 331 с.
6. Гидродинамические муфты / Б.А. Гавриленко, В.А. Минин. – М. : Оборонгиз., 1959. – 338 с.
7. Технический расчет характеристик турбомукт / В.И. Чуканов // Горные машины. Сб. 2. – М. : Углетехиздат, 1958.
8. К вопросу о влиянии конструктивных особенностей предохранительных турбомукт на их эксплуатационные качества / О.П. Гаврилов // Вопросы конструирования и производства машин. – Кемерово, 1969.
9. Исследования механических характеристик турбомукт приводов конвейеров и струговых установок / Б.А. Скородумов, Г.В. Вишневецкий, А.В. Леусенко, В.А. Топчий // Подъёмно-транспортное оборудование. – Киев. – Вып. 2. – 1971. – С. 98–101.
10. Повышение долговечности забойных машин путем применения турбопередач / А.В. Техмищян // ИГД им. А.А. Скочинского. Научные сообщения. – Вып. 4. – М. : Госгортехиздат, 1960.
11. Расчет привода горных машин с учетом его динамических характеристик / В.М. Берман, Е.Ф. Кусов, К.А. Абасов // ИГД им. А.А. Скочинского. Научные сообщения. – Вып. 11. Горная электромеханика. – Недра, 1968.
12. Гидравлический привод подъёмно-транспортных машин : учеб. пособ. / О.В. Григоров. – К. : УМК ВО, 1993. – 176 с.
13. Динамика привода механизма поворота крана / О.В. Григоров, Г.В. Вишневецкий, Н.А. Петренко // Республиканский межведомственный н-т сборник «Подъёмно-транспортное оборудование». – К. : Техника. – Вып. 15. – 1984. – С. 3.
14. Улучшение эксплуатационных характеристик механизма поворота башенных кранов / О.В. Григоров, Г.В. Вишневецкий, Н.А. Петренко // Известия ВУЗОВ. Строительство и архитектура. – №8. – 1985. – С. 4.
15. Регулировочные характеристики гидродинамического привода механизма поворота крана / О.В. Григоров, Г.В. Вишневецкий, Н.А. Петренко // Подъёмно-транспортное оборудование. – К. : Техника. – Вып. 16. – 1985. – С. 4.
16. Гидродинамические муфты и трансформаторы / Б.А. Гавриленко, Н.Ф. Семичастнов. – М. : Машиностроение, 1969. – 392 с.

17. Новый многодисковый вариатор с «мягкой» рабочей характеристикой / Н. Гулиа, С. Юрков. – Режим доступа : <http://n-t.ru/tp/ts/mv.htm>.

18. Стенд для исследования гидродинамического привода крана / О.В. Григоров, С.А. Пашкина // Подъемно-транспортное оборудование. Краны и грузоподъемные машины. – М. : НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1972. – 6-72-21, с. 12–16.

19. Гидравлические приводы грузоподъемных машин / О.В. Григоров // Серия 6. Подъемно-транспортное оборудование. – М. : ЦНИИТЭИТЯЖМАШ. – Вып. 1. – 1990. – 38 с.

20. Гідравлічний привод підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин / О.В. Григоров. – Х. : НТУ «ХП», 2005. – 264 с.

## 2. ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВОД

Більшість сучасних підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх і меліоративних машин (бульдозери і розпушувачі, фронтальні навантажувачі і лісонавантажувачі, скрепери, автогрейдери, одноковшові універсальні і багатоківшеві екскаватори, самохідні стрілові крани, дорожні катки, бетоноукладальники, асфальтоукладальники та інші) мають гідравлічний привод робочих органів.

### 2.1. Історичний екскурс

Історично першим типом механічного приводу різноманітних машин був гідропривод, що почали застосовуватись за сотні років до нової ери.

На рис. 2.1 наведені пристрої для підйому води з ланцюгом черпальних цеберок, що використовувались у Вавилонській державі за 600 років до н.е. Ми бачимо тут турбіну з ковшами, що рухає ланцюжок черпальних судин. Вони подають воду для зрошення «Висячих садів» Вавилону.

На рис. 2.2 зображено принцип дії різних пристроїв на основі Архімедова гвинта, що приводяться в рух потоком води. Гвинт застосовано для підйому води на визначену висоту [1].

Треба відзначити, що в даний час цей пристрій у натуральну величину можна побачити у Німеччині (Магдебург, міський парк Буга-99, створений у 1999 р. на рекультивованих землях за проектом ЮНЕСКО).

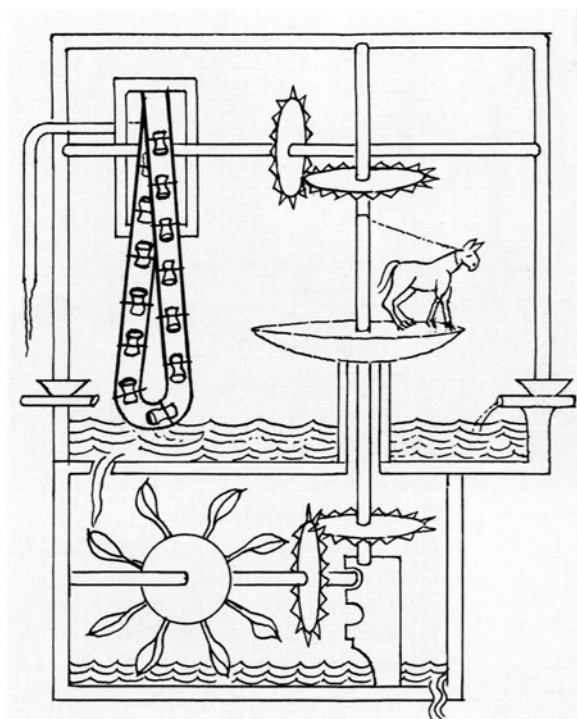


Рис. 2.1. Обладнання для підйому води з низкою черпальних відер. Вавилон 600 р. до н.е.

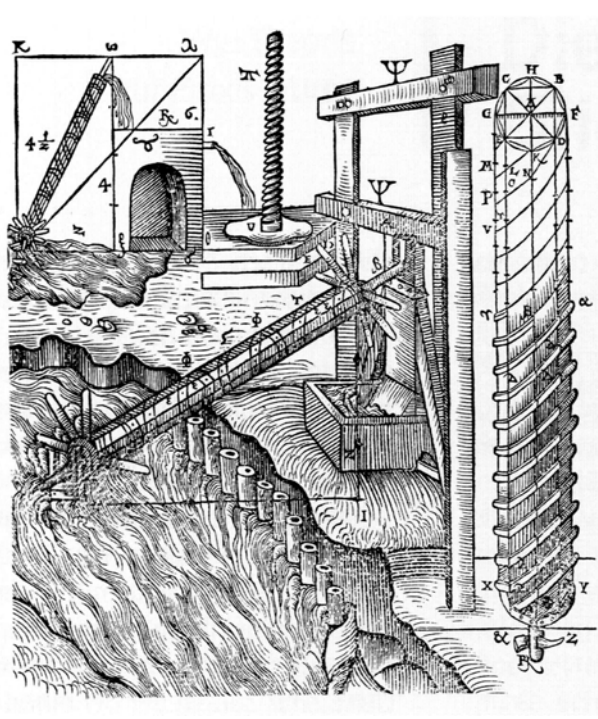


Рис. 2.2. Схема принципу дії Архімедова гвинта для підйому води. Гравюра 1548 р. за Вітрувієм



На рис. 2.3 приведена конструкція великої піднімальної машини, яка працює також від водяного колеса з плицями, що обертається від потоку води. Ця вантажопідіймна машина вважалася найпотужнішою в період з XV до XVIII сторіччя [1].

У середні XVI ст. були винайдені елементи об'ємного гідроприводу, принцип дії яких не змінювався протягом сторіч. Так, на рис. 2.4 зображено аксіально-поршневий насос з косою шайбою, винайдений французьким інженером Ремелі в 1588 р. і призначений для підйому води з нижнього б'єфа у верхній [2]. На приведеному рисунку ми бачимо елементи, властиві сучасним аксіально-поршневим насосам: косу шайбу, поршні, циліндри, трубопроводи. У рух така машина приводиться від потоку води за допомогою колеса з плицями.

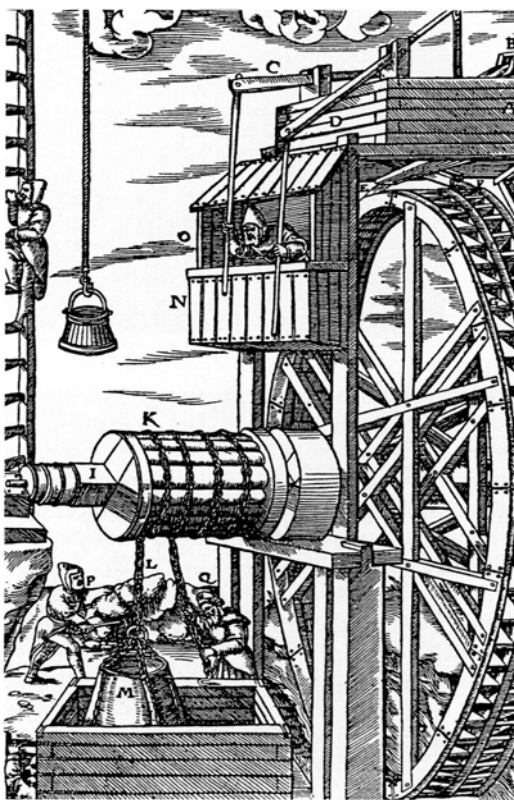


Рис. 2.3. Велика підіймна машина, що діє від водяного колеса. Цей механізм був винайдений у кінці XV ст., і до XVIII ст. вважався найпотужнішою підіймною машиною. За Агріколою

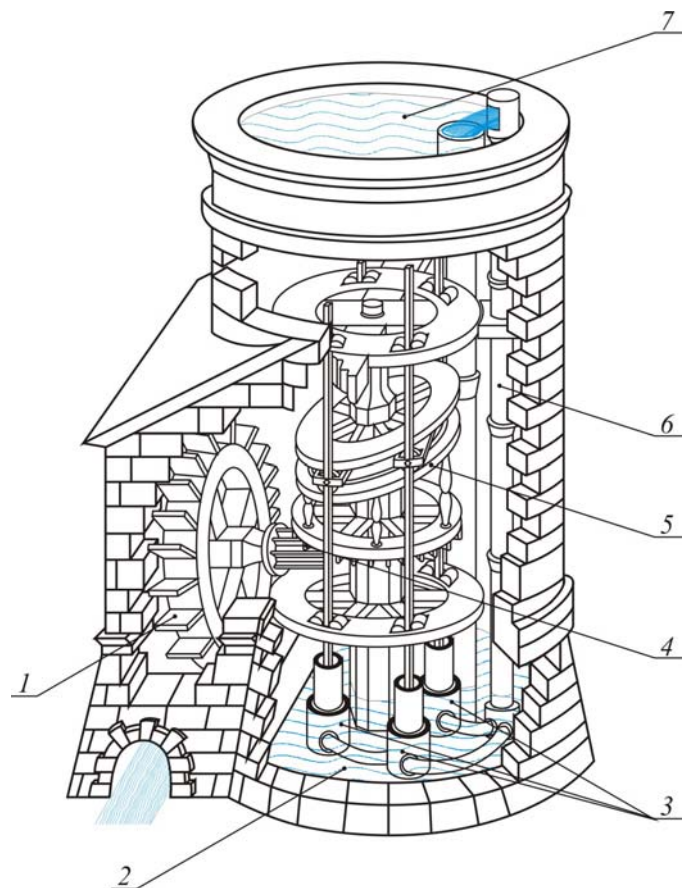


Рис. 2.4. Аксіально-поршневий насос:  
1 – водяне колесо; 2 – нижній б'єф; 3 – поршні насосу; 4 – зубчаста передача; 5 – обертовий похилий диск; 6 – труба для подачі води у верхній б'єф; 7 – верхній б'єф

Паралельно з цими інженерними спорудами розвивалася наука «гідраліка».

Так, у 1663 р. французький вчений Блез Паскаль сформулював основний закон гідростатики, що говорить: «Усяку зміну тиску в будь-якій точці краплинної рідини, що покоїться, яка не порушує її рівноваги, передається в інші точки без зміни».



У 1738 році швейцарський інженер, що служив у Росії, Данило Бернуллі сформулював своє знамените рівняння, що на сторіччя вперед визначило принцип дії гідроприводу і гідродинамічних передач. Питома енергія ідеальної рідини визначається рівнянням

$$e = \frac{E}{m} = zg + \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2}, \quad (2.1)$$

де  $E$  – повна енергія рідини щільністю  $\rho$ ;  $m$  – маса рідини, що тече зі швидкістю  $u$ ;  $zg$  – питома енергія положення (загальна енергія дорівнює  $mzg$ );  $g$  – прискорення вільного падіння;  $P/\rho$  – питома енергія тиску (загальна енергія –  $\frac{m \cdot P}{\rho}$ );  $\frac{u^2}{2}$  – питома кінетична енергія рідини ( $\frac{m \cdot u^2}{2}$  – загальна енергія).

Передачу енергії рідиною можна здійснювати, змінюючи кожен з членів написаного вище рівняння. Стосовно до гідроприводів (синонім гідрооб'ємні, гідростатичні приводи) із зазначених вище трьох видів механічної енергії рідини основним видом є **енергія тиску**  $\frac{m \cdot P}{\rho}$ , що може бути перетворена в механічну роботу за допомогою гідродвигунів. **Кінетична енергія рідини**  $\frac{mu^2}{2}$  використовується в гідродинамічних передачах. **Енергія положення**  $mzg$  використовується в гідротурбінах.

Геніальність Бернуллі полягає в тому, що він передбачав появу гідродинамічних передач і гідротурбін.

### 2.1.1. Сучасний рівень гідромашин

Нижче розглянемо сучасний технічний рівень світових і вітчизняних гідравлічних машин (табл. 2.1 та табл. 2.2) [3].

Таблиця 2.1

Технічний рівень гідромоторів провідних світових фірм  
(гідромотори з постійним робочим об'ємом)

Параметри, розмірність	Гідромотори				
	аксіально-поршневі	радіально-поршневі		героторні	шестерінчасті
		О.Д.	Б.Д.		
1	2	3	4	5	6
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	32–1000	11–23000	260–251000	100–478	26–147,5
Тиск, МПа	35;42/42;48	25/35;42	28/45	16–25/27–40	20–28/28;30
Крутний момент, Н·м	229–5565	56–91560	1860–1399000	315–2735	124–528
Частота обертання, об/хв	1600–6900	25–3600	12–265	320–750	2400–3500
Потужність, кВт	110–915	11–494	29–1580	21–49	39–118
Маса, кг	9,5–336	12–3100	40–10750	10–27,8	9,5–33

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5	6
$k_M$ , кг/Н·м	0,04–0,060	0,03–0,2	0,007–0,02	0,013–0,04	0,04–0,1
$k_P$ , кг/кВт	0,08–0,43	0,8–6,2	1,4–6,8	0,44–0,65	0,2–0,31
$C_n$ , $\text{хв}^{-1} \cdot \text{см} \times 10^{-3}$	16,5–23,7	2,0–7,9	0,8–3,6	2,4–4,4	7,4–13,3
ККД, %	92–93	90–95	88–97	85–90	86–89

**Примітки:** 1. Позначення: О.Д. і Б.Д. – гідромотори однократного і багатократного принципу дії, відповідно. 2. Над рискою наведені номінальні (допустимі для роботи без обмеження по часу), під рискою максимальні (пікові) короточасні значення тиску.

3.  $k_M = \frac{m}{M_{кр}}$ , кг/Н·м – маса, що приходить на одиницю крутного моменту, який розвиває

гідромотор;  $k_P = \frac{m}{P_M}$ , кг/кВт – маса, що приходить на одиницю потужності, яку розвиває

гідромотор;  $C_n = n \cdot V_p^{1/3}$ , см/хв – коефіцієнт швидкохідності, де  $n$  – частота обертання гідромотора,  $\text{хв}^{-1}$ ,  $V_p$  – робочий об'єм гідромотора,  $\text{см}^3$ ; 4. Таблиця складена на основі технічних характеристик гідромоторів провідних світових фірм: «Rexroth Bosch Group» (ФРН), «Parker» (США), «Sauer-Danfoss» (ФРН), «SAI» (Італія), «Poclain» (Франція) і «Hagglunds» (Швеція).

Таблиця 2.2

Гідромотори, що випускаються в Україні

Модель	Робочий об'єм, $\text{см}^3$	Частота обертання, об/хв	Крутний момент, $M_{кр}$ , Н·м (МПа)	$P_M$ , кВт	$m$ , кг
1	2	3	4	5	6
МП 33	33,3	1500/3590	191 (22,5;36)	14,5	30
МП 71	69,8	1500/2810	400 (22,5;36)	30,4	40
МП 90	89,0	1500/2590	509 (26,5;36)	48,9	47
МП 112	110,8	1500/2590	634 (27;36)	60,8	50
ГМ 14	14	3000/3750	71,2 (21;32)	15	9,5
ГМ 28	28	3000/3750	142,5 (21;32)	30	9,5
ГМ 37	37	3000/3750	188,3 (21;32)	27,6	9,5
ГМ 70	71	3000/3750	260 (21;23)	77	18
Д1А-1	13	/5000	46,5(17;22,5)	26	6,5
НМ-30	32,6	2000/	109 (16;21)	14,3	7
410.56	56	1500/3750	312 (25;35)	32,9	26
410.112	112	1500/3000	623 (25;35)	65,2	60
310.224	224	1200/2000	1140 (25;32)	103,3	95
ГМ 44А	2,1	/4000	6,0 (18)	2,5	3,3
ГМ 36	11,5	2500/3000	58,5 (21;32)	9,4	4
ГМ 40	13,5	/2700	38,6 (18)	10,9	4,4
ГМ 3511	37	2500/3000	188,3 (21;32)	30	8
МР 1100	1126	100/280	5729 (21;32)	34,7	150
МР 1800	1806	80/220	9189 (21;32)	44,7	220
ГРВ 420	425	200/455	1689 (21;25)	26,3	32
ГРВ 600	565	200/420	2246 (21;25)	34,9	32

АТЭК1340	1340	/100	3729 (17,5)	39	150
ДП510И	3600	32/	8014 (10;14)	16,3	149
1ДП4	4000	28/50	10812 (17)	31,7	262
4ПП2М.85	2500	60/	9938 (16;25)	36,0	175
ГМШ32	32	1500/3000	107 (16;21)	11,0	6,4
ГМШ50	50	1500/3000	167 (16;21)	17,0	7,1
ГМШ100	100	1500/3000	334 (16;21)	33,0	16,29
ГМШ10В	10	1500/3000	33,4 (16;21)	4,0	2,35
ГМШ32В	31,7	1500/3000	106 (16;21)	12,7	4,3
ГМШ50В	49,1	1500/3000	164/(16;21)	19,6	5,31

**Примітки:** Виробники гідромоторів: МП і ГМШ 32(50; 100) – ВАТ «Гідросила» (Кіровоград); ГМШ 10(32;50)В – Вінницький завод тракторних агрегатів; ГМ – ВАТ «Вовчанський агрегатний завод» (Харківська обл.); Д1А-1 НПК «Первомайський механічний завод» (Луганська обл.); НМ-30 – ЗАТ Корпорація «ФЭД» (Харків); 310, 410, МР – ВАТ «Стройгидравліка» (Одеса); ГРВ – Спільне підприємство «САИ ОД» (Одеса); АТЭК1340 – ВАТ «АТЭК» (Київ); ДП 510И і 1ДП4 – ВАТ «Горлівський машинобудівний завод» (Донецька обл.); 4ПП2М.85 – ЗАТ «Ясиноватський машинобудівний завод» (Донецька обл.).

На Україні відсутнє виробництво героторних гідромоторів, в яких є велика потреба у різних галузях народного господарства (зокрема, у підйомно-транспортних, будівельно-дорожніх і сільськогосподарських машинах) завдяки унікальним габаритно-масовим показникам і порівняно низькій вартості по відношенню до аксіально- і радіальнопоршневим гідромоторам.

У зв'язку з відсутністю в номенклатурі українських заводів героторних гідромашин наводимо короткий опис.

Термін «геротор», в англійській версії *gerotor*, є скороченням від словосполучення «generated rotor» (в перекладі – вироблений ротор або утворений ротор). Цей винахід зробив в 1921 р. європейський інженер Майрон Хілл (Myron Hill). Він працював багато років над геометричною теорією, заснованою на принципі обертання зубчастого ротора по круговій траєкторії (орбіті) всередині нерухомої шестерні. Втілювалася вона, в першу чергу, в гідромашинах. Спочатку це були героторні насоси. Але в останні десятиріччя у всій світовій промисловості значне місце зайняли героторні гідромотори.

Героторні гідромотори за своїми технічними характеристиками займають проміжну нішу між аксіально-поршневими і радіально-поршневими гідродвигунами. Вони розвивають високий стартовий і стабільний робочий крутний момент, забезпечують постійну частоту обертання вихідного валу. Особливістю героторних гідромоторів є відсутність зовнішньої дренажної лінії, невеликі габарити і вага, низька вартість.

Героторні мотори відносяться до різновидів шестеренчастих гідромашин з внутрішнім зачепленням, теорію руху яких також розробляв М. Хілл. Героторні гідромотори універсальні, вони використовуються як у відкритих, так і в закритих гідросхемах. Високий крутний момент на робочих режимах, невелика

частота обертання вихідного вала дозволяють без редуктора застосовувати героторні гідромотори для прямого приводу різних виконавчих механізмів.

Гойдаючий вузол мотора складається з героторної пари (рис. 2.5). Вона являє собою нерухому шестірню з внутрішніми зубцями спеціального кругового профілю, жорстко зв'язану з корпусом мотора, і зубчасте колесо з зовнішніми зубцями, яке з'єднане з вихідним валом і обертається у шестерні. Профіль зуба внутрішньої шестерні також круговий. Внутрішня шестерня має від 4 до 8 зубів, але завжди на один зуб менше, ніж зовнішня. (Тут ми бачимо аналогію до винайденої у 1959 р. американським інженером Уолтоном Массером (Walton Musser) хвильової передачі, де також завдяки різниці в один зуб між двома взаємодіючими шестернями вдається отримати значні передавальні відношення – більш 100. Ці передачі набули широкого вжитку як у військових, так і у цивільних спорудах.) Тому внутрішня шестерня встановлена відносно центру зовнішньої з ексцентриситетом (зсувом). Внутрішню шестерню часто називають ротором. У центральній частині ротора виконано внутрішній отвір, в якому нарізані шліці. Вони слугують для зв'язку ротора з вихідним валом гідромотора через проміжну карданну передачу.

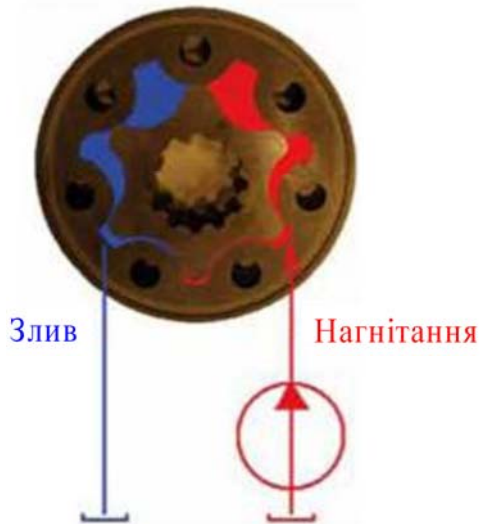


Рис. 2.5. Героторна пара

Герметичне з'єднання зубців обох шестерень ділить внутрішні порожнини героторних пар на дві частини. Міжзубцеві западини через осьові канали в корпусі і розподільник сполучаються з нагнітальним і зливним портами гідромотора.

При подачі потоку робочої рідини в нагнітаючу порожнину ротор (внутрішня шестерня) за рахунок ексцентриситету починає обкочуватися по нерухомій шестірні. Зважаючи на різницю кількості зубців на одну одиницю швидкість відносного ковзання в героторній парі вельми мала, що забезпечує плавну роботу гідромотора і тривалий термін його служби.

Центр ротора обертається відносно центру зовнішньої (нерухомої) шестерні по круговій орбітальній траєкторії. Тому в міжнародній термінології такі гідромотори отримали назву орбітальних. Їх також нерідко називають планетарними.

При обертанні шестерень, робоча рідина заповнює утворені міжзубцеві западини у нагнітаючій порожнині, а в зливний зубці, що зчіплюються, видавлюють її з гідромотора.

Робоча рідина, впливаючи на зубці ротора в нагнітаючій порожнині, створює крутний момент. Величина крутного моменту визначається активною площею зубців у нагнітаючій порожнині і тиском. Активна площа зубців постійна, а тиск робочої рідини змінюється в залежності від величини діючого зовнішнього навантаження на вал гідромотора.

Робоча рідина, впливаючи на зубці ротора в нагнітаючій порожнині, створює крутний момент. Величина крутного моменту визначається активною площею зубців у нагнітаючій порожнині і тиском. Активна площа зубців постійна, а тиск робочої рідини змінюється в залежності від величини діючого зовнішнього навантаження на вал гідромотора.

Героторна пара реверсивна. При зміні напрямку потоків робочої рідини ротор (а отже, і вихідний вал гідромотора) обертається в протилежну сторону.

Оскільки вісь ротора обертається по круговій орбітальній траєкторії, то її рух передається на вихідний вал за допомогою карданної передачі. Карданний вал пов'язує внутрішню поверхню ротора з аналогічною поверхнею вихідного вала за допомогою шліцьового зачеплення. Шліци карданного валу (в осьовій площині) мають форму сегмента. Вони обкочуються по осьовим западинам шліців ротора і вихідного валу, передаючи під невеликим кутом обертальний рух і крутний момент.

На вихідному валу героторного мотора виконаний обертовий розподільний вузол (часто це одна деталь). Він направляє робочу рідину від вхідного порту (від насоса) в нагнітаючу порожнину героторної пари і з її зливної порожнини – у вихідний порт (тобто в трубопровід, пов'язаний з гідроакумулятором машини). Від розподільника до героторної пари і назад робоча рідина надходить по осьовим каналах, виконаним у корпусі гідромотора.

Принципова схема пристрою героторного мотора показана на рис. 2.6.

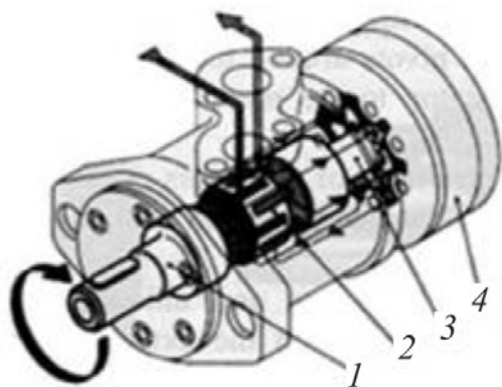


Рис. 2.6. Будова героторного мотора:  
*a* – вихідний вал; *b* – розподільник;  
*c* – карданний вал; *d* – гойдальний вузол  
 (героторна пара)

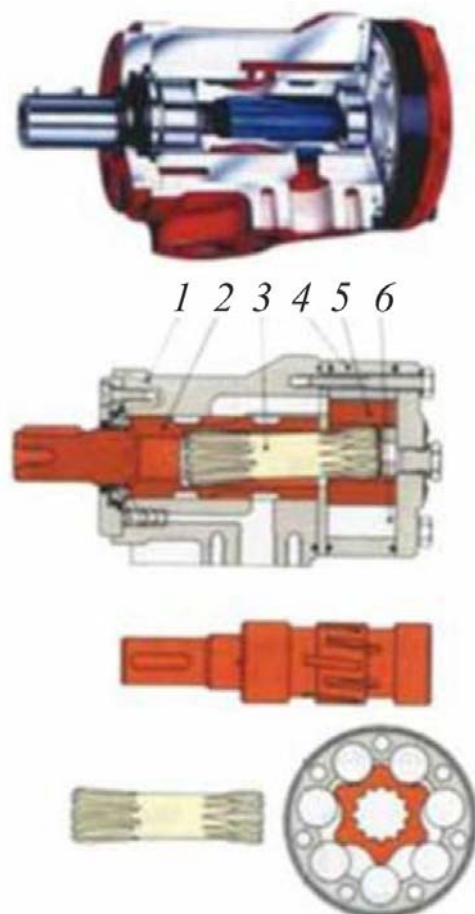


Рис. 2.7. Геролерні мотори з 6-зубчастим  
 ротором: *1* – корпус мотора;  
*2* – вихідний/розподільний вал; *3* – карданний  
 вал; *4* – зовнішня шестерня геролерного  
 гойдального вузла; *5* – ротор; *6* – ролики

Різновидом героторних моторів є геролерні гідромашини. Геролерні мотори характеризуються тим, що у вузлі гойдання замість кругових зубців у зовнішній нерухомій шестерні встановлені ролики. Ротор своїми круговими зубцями обкочується по роликам нерухомої шестерні.

Принципова схема будови геролерного мотора показана на рис. 2.7.

Ролики в геролерному вузлі зменшують тертя, тим самим мінімізуючи гідромеханічні втрати. Їх використання підвищує пускові характеристики гідромотора. Геролерні мотори ефективніше працюють у важких умовах експлуатації: при підвищених тисках, малов'язких робочих рідинах, частих реверсах, високих зовнішніх навантаженнях, які діють на вихідний вал.

Однак слід зазначити, що героторні мотори для високих тисків – понад 18,0 МПа (180 бар) – в світі поки ще не створені.

Героторні і геролерні мотори одержали широке поширення в будівельно-дорожніх, комунальних, сільськогосподарських та інших машинах, що працюють на низьких і середніх тисках. Завдяки їх компактності і характеристиками вони часто використовуються в мотор-колесах, приводах робочих органів, в особливості комунальних і дорожніх машин, лебідках, екскаваторах, транспортерах. Ці гідромотори легко вбудовуються в редуктори.

### *2.1.2. Сучасні підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні, сільськогосподарські машини з об'ємним гідроприводом*

Прагнення до безступінчастого регулювання швидкості, спрощення конструкції трансмісій, підвищення керованості, призвело до необхідності обладнання підйомно-транспортної, будівельної, дорожньої техніки, що виробляється серійно, гідрооб'ємними передачами, а сільськогосподарської техніки – гідрооб'ємно-механічною трансмісією (ГОМТ).

Нижче розглянемо декілька зразків сучасної підйомно-транспортної, будівельної, дорожньої, меліоративної техніки, оснащеної об'ємним гідроприводом, що відображають сучасний стан розвитку гідрооб'ємних передач.

На рис. 2.8 наведений кран Gottwald («Demag Cranes AG Group», Німеччина), кран оснащений гідрооб'ємними приводами усіх робочих рухів та пневмоаккумуляторами з метою економії енергії. Вантажопідйомність кранових моделей 6, 7, 8 доходить до 200 т. У режимі грейфера – до 63 т. Максимальний виліт стріли – 51 метр, швидкість підйому до 120 м/хв, кран в середньому здійснює перевалку до 1000 т вантажу за годину. Потужність дизельного мотора складає 450 кВт при 1800 хв<sup>-1</sup>. Вона передається на аксіально-поршневий насос з робочим об'ємом циліндра 500 см<sup>3</sup>.

На противагу дизель-електричному приводу число оборотів погоджується з необхідною в даний момент потужністю за допомогою електроніки.

Гідронасос направляє у гідравлічну систему без дроселювання тільки таку кількість енергії, яка потрібна споживачам. При цьому дизель працює в діапазоні з низькою питомою витратою пального. Незалежно від числа обертів дизеля, генератор працює в режимі вторинного регулювання і незалежно від навантаження зі сталим числом обертів  $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ . Привод підйомного

механізму здійснюється тандемною машиною з робочим об'ємом циліндра двічі по  $500 \text{ см}^3$ , поворотний механізм, приводиться в рух машиною з планетарною передачею і робочим об'ємом циліндра  $125 \text{ см}^3$ .



Рис. 2.8. Мобільний портовий кран «Gottwald» (Німеччина) п'ятого покоління моделі G HMK 6407 B

Оскільки значення ходового механізму для періодичного переміщення крана на інше місце не є першорядним, то для його привода, з розуміння економії, був обраний традиційний привод з А6VM-блоками, що керуються за допомогою вентиля пропорційного регулювання. Живлення маслом здійснюється з тієї ж гідросистеми з квазісталем тиском, що і для виконавчого циліндра, механізму зміни вильоту стріли й опорних циліндрів аутригерів.

На рис. 2.9 зображений колісний мобільний кран LTM 11200-9.1 («Liebherr»). Його особливості: привод гідронасосів крана здійснюється від окремого дизель-гідравлічного двигуна. Привод оснащений регулюванням потужності, конструкція складається з аксіально-поршневих регулювальних насосів з сервокеруванням. У замкненому гідравлічному контурі працює при підйманні вантажу, повороті крана і при монтажі гусків-подовжувачів, а у



відкритому гідравлічному контурі – на операції «підіймання – спускання» і на телескопуванні стріли.



Рис. 2.9. Колісний мобільний кран LTM 11200-9.1 з телескопічною стрілою фірми «Liebherr» (вантажопідйомність 1200 т, головна стріла 18,3–100 м, потужність двигуна 240 кВт, швидкість 75 км/год, вага при транспортуванні 96 т, спільна противага 202 т

На рис. 2.10 зображений один з найпотужніших у світі гідравлічний кар'єрний екскаватор RH 400 («Terex»).



Рис. 2.10. Гідравлічний кар'єрний екскаватор RH 400 фірми «Terex» (робоча маса – 980 т, потужність двигуна – 3360 кВт, стандартна місткість ковша – 50 м<sup>3</sup>)



Особливості екскаватора (рис. 2.10): основні насоси – 8 аксіально-поршневих насосів змінної продуктивності, максимальна витрата масла –  $8 \times 924$  л/хв, максимальний тиск 31 МПа. Поворотні насоси – 6 поворотних насосів з похилою шайбою. Максимальна витрата масла –  $6 \times 488$  л/хв.

На рис. 2.11 зображений один з найбільших у світі гусеничних бульдозерів D475 A-5 («Komatsu»).



Рис. 2.11. Гусеничний бульдозер D475 A-5 фірми «Komatsu» (потужність двигуна – 664 кВт, робоча вага – 108 390 кг, місткість ковша –  $34,4 \text{ м}^3$ , довжина – 11565 мм, ширина – 5265 мм, висота – 4646 мм). Металоконструкції – рама, штовхаючі балки, різальний відвал, розпушувачий кіготь з суцільностінчатыми напрямними балками та консолями

Особливості бульдозера (рис. 2.11): запроваджена гідравлічна система, чутлива до навантаження (СЧН) з замкненим контуром циркуляції (CLSS), призначена для забезпечення швидкого і точного керування, а також ефективного виконання робіт при поєднанні операцій. Поршневий гідронасос продуктивністю 542 л/хв при номінальній частоті обертання двигуна. Налаштування розвантажувального клапана складає 27,5 МПа, кількість поршневих гідроциліндрів двосторонньої дії – 7.

На рис. 2.12 зображений бульдозер KOMATSU WD900-3.



Рис. 2.12. Бульдозер Komatsu WD900-3. Експлуатаційна маса 100 т, двигун модель Komatsu SA12V140, потужність, 637 кВт, ємність відвалу,  $26 \text{ м}^3$

Особливостями колесного бульдозера WD900-3 (рис. 2.12) є надточна гідравлічна система, а також вбудована система трубопроводів перекосу відвалу.

На рис. 2.13 зображений один з найбільших у світі колісний навантажувач CAT 994F («Caterpillar»).



Рис. 2.13. Колісний навантажувач CAT 994F фірми «Caterpillar» (робоча маса – 194 т, потужність двигуна – 1079 кВт, місткість ковша – 19 м<sup>3</sup>).

Особливості колесного навантажувача (рис. 2.13): гідравлічний контур підйому/нахилу оснащений 4 насосами загальною продуктивністю 1370 л/хв на тиск 32,8 МПа и 4 гідроциліндрами.

На рис. 2.14 зображений автогрейдер 24М («Caterpillar»).



Рис. 2.14. Автогрейдер 24М фірми «Caterpillar» (повна вага – 62450 кг, потужність двигуна – 397 кВт, ширина відвалу – 7,3 м; вбудований гідравлічний прес – 24 150 кПа)

Особливості гідросистеми автогрейдера на рис. 2.14: тип контура – СЧН з замкненим контуром циркуляції рідини. Тип насоса – поршневий зі змінною продуктивністю. Продуктивність насоса – 537 л/хв. Максимальний тиск в системі – 24,15 МПа. Тиск холостого ходу – 3,1 МПа.

На рис. 2.15 зображений один з найбільших у світі скрепер («Caterpillar»).



Рис. 2.15. Скрепер САТ 657G фірми «Caterpillar» (місткість ковша з «шапкою» –  $33,6 \text{ м}^3$ , максимальна швидкість з вантажем –  $53 \text{ км/год}$ , потужність двигуна транспортування –  $471 \text{ кВт}$  та потужність двигуна скрепера –  $356 \text{ кВт}$ , сумарна потужність –  $827 \text{ кВт}$ , власна вага –  $67 \text{ т}$ ). Особливості гідросистеми скрепера:

Діаметр гідроциліндра ковша	235 мм
Хід поршня гідроциліндра ковша	950 мм
Хід поршня гідроциліндра виштовхувача	1946 мм
Контур скрепера	579 л/хв
Контур допоміжної системи рульового керування	430 л/хв
Тиск запобіжного клапана – контур робочого устаткування	13,8 МПа
Тиск компенсатора – контур зчепного пристрою з амортизатором	20,67 МПа

На рис. 2.16 зображений один з найпотужніших у світі кар'єрний самоскид 797 F («Caterpillar»).



Рис. 2.16. Кар'єрний самоскид фірми «Caterpillar» 797F (розміри  $15,1 \times 7,7 \times 9,7 \text{ м}$ , вантажопідйомність –  $363 \text{ т}$ , повна вага –  $623 \text{ т}$ , потужність –  $2828 \text{ кВт}$ , швидкість –  $67 \text{ км/год}$ )



Особливості кар'єрного самоскиду: застосовується гібридна силова установка – дизельний двигун приводить у дію генератор змінного струму. Забезпечує спільну дію гідравліки й електромоторів, які в режимі гальмування виробляють енергію.

На рис. 2.17 зображений траншеєкопач НТ300 («Ditch Witch»).



Рис. 2.17. Траншеєкопач НТ300 фірми «Ditch Witch».  
Особливості траншеєкопача:

Робочі характеристики траншеєкопача

Привод копача та розчишувач траншеї	гідростатичний
Ширина траншеї	до 910 мм
Глибина копання	до 2450 мм
Потужність двигуна, кВт (к.с.)	224 (300)
Ходова частина	гідростатична
Максимальна вага, т	25
Максимальний тиск, бар	400

На рис. 2.18 зображений зернозбиральний комбайн Дон 1500Б.



Рис. 2.18. Зернозбиральний комбайн Дон 1500Б з гідростатичним приводом ходової частини. Гідростатична трансмісія ГСТ-90

Особливості комбайна (рис. 2.18): міст ведучих колес – роздільно-агрегатний, з гідрооб'ємним приводом. На первинному валу коробки діапазонів встановлений гідромотор. Бортіві редуктори – планетарно-циліндричні, з дисковими гальмами. Керований міст, в якому колеса керуються двома гідроциліндрами.

Сьогодні на Україні на 1000 Га пахоти приходиться у 7 разів менше тракторів, ніж у країнах Європи. Щорічно такими всесвітньо відомими транснаціональними корпораціями як CNH, що об'єднує фірми Case IH, New Holland (США) і Steyr (Австрія); AGCO, що об'єднує фірми Fendt (Німеччина), Massey Ferguson, Challenger (США) і Valtra (Фінляндія); SDF, що об'єднує фірми Same, Lamborghini (Італія) і Deutz-Fahr (Німеччина), а також двома найбільшими компаніями John Deere (США) і Claas (Німеччина) поставляється на світовий ринок майже 400 000 тракторів, а це більше 80 % всього світового випуску тракторної техніки, з них близько 18 % оснащені гідрооб'ємною механічною трансмісією (ГОМТ).

З метою покращення експлуатаційних показників вітчизняних тракторів з ГОМТ (потужністю двигуна 300–350 к.с.) з диференціалом на виході і двома керованими гідроагрегатами обрано за аналог трактор Fendt Vario з трансмісією Fendt Vario для подальшого втілення в українському тракторобудуванні. Над цією проблемою працюють Індустріальна група «Українська промислова енергетична компанія» (УПЕК) в тісному творчому контакті з НТУ «ХПІ» і ТОВ «Українське бюро трансмісій і шасі».

На рис. 2.19 наведено трактор Fendt Vario з ГОМТ.



Рис. 2.19. Трактор Fendt Vario з ГОМТ

*Vario дизайн і функції: простота та надійність.* У порівнянні з іншими «безступінчастими» концепціями передача Fendt Vario відрізняється своїм співвідношенням виключної безступінчастості і неперевершеної рентабель-

ності. Незалежні тести показали, що трактори Fendt Vario використовують найменшу кількість палива і розганяються значно швидше.

Передача Fendt Vario – це гідростатична механічна передача з розділенням потужності двигуна. Зі збільшенням швидкості, частина механічної енергії передається через планетарну пару. Блоки циліндрів аксіально-поршневих насосів можуть повертатися на  $45^\circ$  і мають високий робочий тиск максимально 550 бар – це забезпечує виключну ефективність (рис. 2.20).

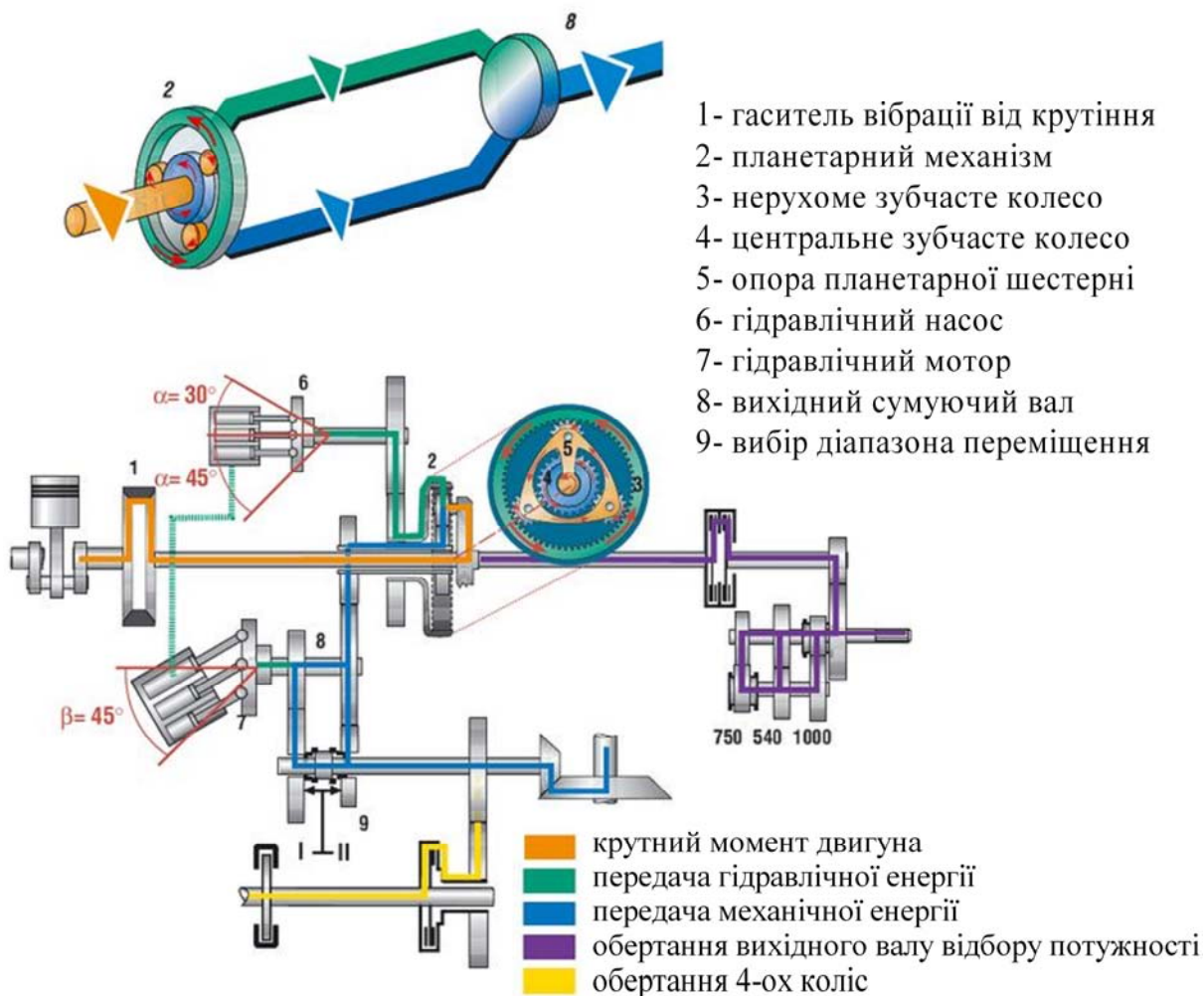


Рис. 2.20. Принципова схема гідрооб'ємної трансмісії з розподіленням потоків потужності трактора Fendt Vario

*Розділення потужності.* Потужність двигуна ділиться на механічну і гідростатичну складові планетарним механізмом. Лише гідравлічна частина керує системою. Обидві тягові ланки об'єднані у вихідному сумуючому валу.

*Ланка гідравлічної передачі.* Гідравлічна частина складається з гідравлічного насоса і гідравлічного двигуна з унікальним кутом повороту  $45^\circ$ . У залежності від положення керуючої гідростатичної одиниці (насос і двигун), швидкість руху регулюється плавно.

*Ланка механічної передачі.* Механічна частина також починається у планетарному механізмі і передає механічний зв'язок передачі на вихідний сумуючий вал.



*Старт з Vario.* Під час старту більша частина потужності двигуна надходить на гідростатичну гілку. Ефективна взаємодія між механічною і гідростатичною частинами може бути підтверджена високими величинами прискорення. Чим вища швидкість транспортного засобу, тем більше тягової потужності переходить у механічну частину (рис. 2.21).

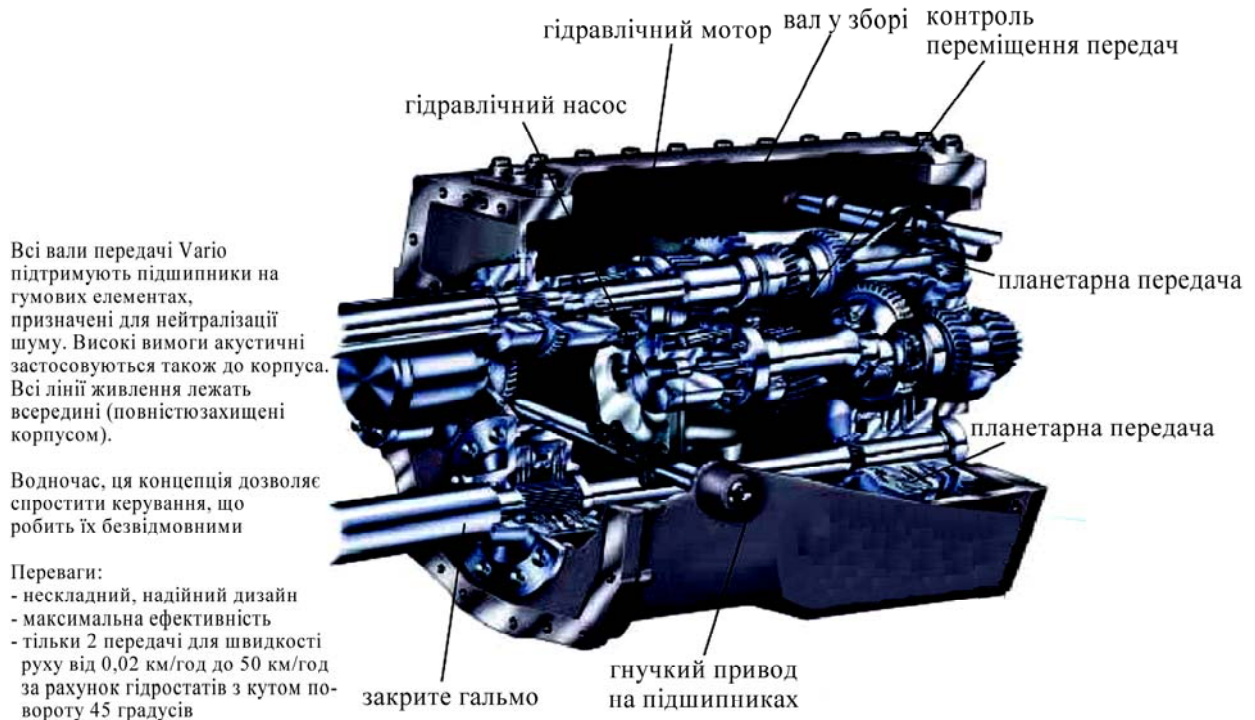


Рис. 2.21. Конструкція ГОМТ трактора Fendt Vario

*Реверсивний рух.* Зміна напрямку руху надзвичайно проста з концепцією Fendt Vario: гідралічний насос просто качає у протилежний бік. Немає більше витрати механічної енергії на перемикання передач вперед/назад.

*Таємниця передачі Fendt Vario.* Через те, що з передачею Vario використовуються великі гідростатичні одиниці, повний діапазон швидкості руху від 0,02 до 50 км/год може бути покритий тільки 2 передачами. Це, в поєднанні з ексклюзивним кутом 45° повороту блока циліндрів, призводить до нових вимірів ефективності.

## 2.2. Основні положення

### 2.2.1. Принцип роботи об'ємного гідроприводу

Об'ємний гідропривод являє собою передачу, що діє на основі п'єзометричного напору робочої рідини при несуттєвій зміні її швидкісного напору. Основними вузлами гідростатичної передачі є: насос, що перетворює енергію приводного електродвигуна або двигуна внутрішнього згоряння в гідростатичний тиск, і гідромотор (гідроциліндр), що перетворює перепад тисків у нагнітаючому й усмоктувальному трубопроводах у крутний момент на валу гідро-



двигуна (чи силу на штоці гідроциліндра) з одночасним обміном визначеним об'ємом робочої рідини між насосом і гідродвигуном.

На рис. 2.22 наведена класифікація об'ємних гідропередач. В об'ємних гідропередачах поступального типу перепад тисків перетвориться в зусилля на штоці гідроциліндра, у передачах обертального типу – у крутний момент.

### 2.2.2. Класифікація

Об'ємні гідропередачі обертального типу (з гідродвигунами) поділяються на швидкохідні (низькомоментні) і тихохідні (високомоментні) (рис. 2.22). Якщо насос і гідродвигун мають однакову питому продуктивність  $q$  (см<sup>3</sup>/об), то такі об'ємні гідропередачі називаються низькомоментними. У випадку  $q_{\text{гідромотора}} \gg q_{\text{насоса}}$  – передачі називаються високомоментними і при передачі моментів на механізм можна обійтися без редуктора.

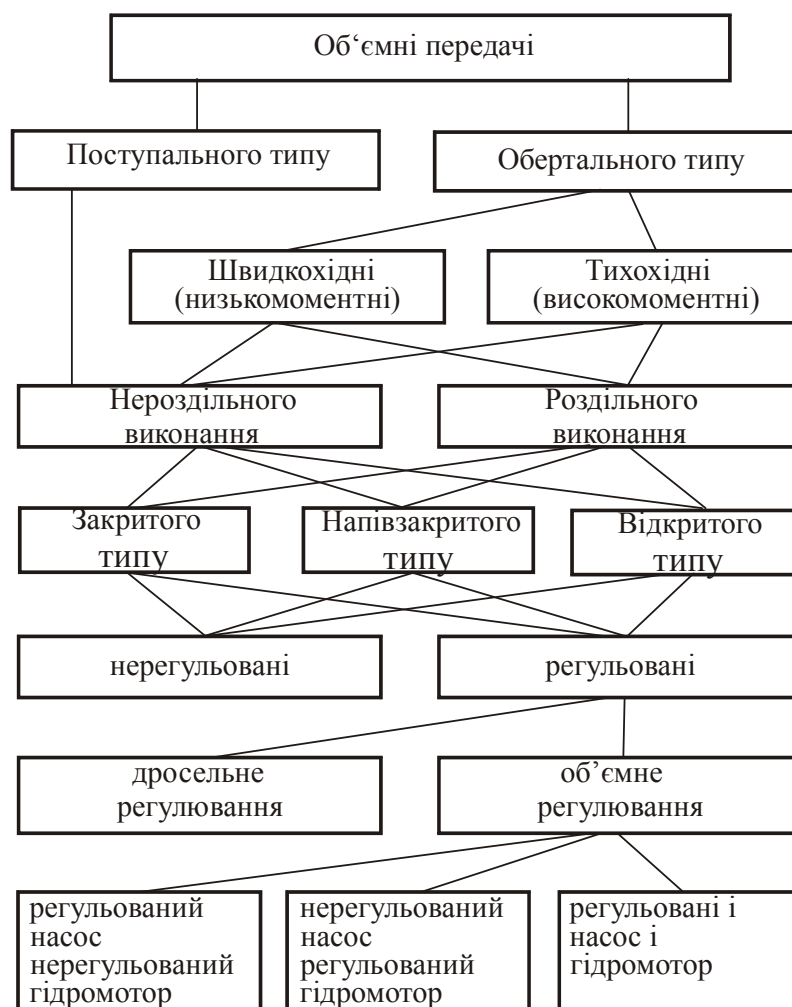


Рис. 2.22. Класифікація об'ємних передач

Передачі також поділяються за способом виконання на роздільного – насос і гідромотор являють собою самостійні агрегати, розташовані на деякій відстані один від одного і нероздільного виконання – насос і гідромотор об'єднані в одному корпусі.

Гідрооб'ємні передачі можуть виконуватися з відкритою системою циркуляції робочої рідини, коли рідина, що нагнітається насосом, повертається з гідродвигуна в бак, та із закритою системою циркуляції рідини, коли рідина, що нагнітається насосом, повертається до усмоктуваного кінця насоса.

Закрита система підвищує точність регулювання, виключає громіздкий рідинний бак, але вимагає в деяких випадках пристроїв для охолодження робочої рідини.

Об'ємні гідропередачі поділяються також на регульовані (якщо  $q_{\text{насоса}}$  чи  $q_{\text{гідромотора}}$  можуть змінювати свою величину) і нерегульовані – питома продуктивність насоса і гідромотора постійні.

Регулювання швидкості обертання вала гідродвигуна може здійснюватися двома способами:

- регулюванням дроселем кількості рідини, що подається в гідромотор від насоса (дросельне регулювання);
- зміною об'ємної постійної насоса чи гідромотора, чи і насоса і гідромотора (об'ємне регулювання).

Перевагою дросельного регулювання є: простота конструкції; легкість керування; велика чутливість. Недоліки – низький ККД, значне ковзання під навантаженням. Застосовується в основному, у приводах малої потужності, що роблять поступальні рухи, та у слідкуючих системах керування приводами.

Привод з об'ємним регулюванням має високий ККД, велику жорсткість механічних характеристик, малі габарити і масу, широко застосовується в силових ланцюгах різних машин.

Об'ємне регулювання здійснюється в трьох варіантах: насос регульованої продуктивності і нерегульований гідромотор; насос постійної продуктивності і регульований гідромотор; регульований насос і регульований гідромотор.

Спосіб об'ємного регулювання з насосом регульованої продуктивності і нерегульованим гідродвигуном характеризується сталістю крутного моменту (при постійному тиску), що особливо важливо для механізмів підйомно-транспортних машин; дає жорсткі механічні характеристики і добре реверсування гідропередачі за допомогою регулювання насосом.

Останні два варіанти поширення у вантажопідйомних, будівельних та дорожніх машинах не мають, але другий і третій варіант застосовують у сільськогосподарській техніці.

### *2.2.3.Класифікація основних параметрів*

Основними параметрами об'ємного гідроприводу є: робочий тиск; продуктивність насоса; об'ємна стала насоса і гідромотора; потужність і швидкість двигуна, що приводить у рух насос.

Робочий тиск, що використовується у приводі, безсумнівно, є параметром, що визначає багато показників передачі: момент, що розвивається гідромотором, габарити, масу, вартість.

Робочий тиск вітчизняних насосів і гідромоторів, в основному, складає 10, 16, 20, 25, 32 МПа. Багато німецьких, французьких і американських фірм випускають гідроагрегати на тиск рідини 40, 55, 70 МПа при продуктивності до декількох сотень літрів за хвилину. Роботи в напрямку збільшення тиску продовжуються. У 2000 році світовий загальний був свідком операції з підйому підводного човна «Курськ», де використовувалися насоси з тиском 200 МПа. Теоретично робочий тиск агрегатів можна підвищити до 700 МПа.

З підвищенням робочого тиску значно поліпшуються не тільки динамічні можливості привода, але і його вагові показники.

Кожен об'ємний гідропривод, забезпечено запобіжними клапанами, що налагоджені на тиск у 1,5–1,6 рази більший від робочого. Однак, використовувати гідромашини в режимах близьких до тиску спрацьовування запобіжних клапанів у край небажано тому, що це приводить до швидкого зниження терміну служби. Такий самий негативний ефект чинить збільшення швидкості обертання гідромашин. У зв'язку з цим стає очевидною необхідність застосування автоматизованої системи керування для кранових гідроприводів, приводів будівельної, дорожньої та сільськогосподарської техніки.

Потужність приводних двигунів коливається від кількох сотень ват до багатьох сотень кіловат. При цьому використовуються, в основному, швидкості двигунів у межах 1000–3000 об/хв.

#### *2.2.4. Порівняння з електромеханічним приводом*

У зв'язку з тим, що до цього часу поширення у багатьох машинах мають приводи від асинхронного двигуна з фазним ротором і системи, що працюють від двигунів сталого струму, проведемо порівняльну оцінку електромеханічних і об'ємних передач за декількома критеріями: Кінематичні властивості передач; діапазон регулювання; динамічні можливості; ККД; енергетичні витрати; надійність; довговічність; здатність працювати у вибухово-і пожежонебезпечних умовах; економічність.

Під кінематичними властивостями передачі розуміємо здатність її здійснювати різні види руху: поступальний, обертальний, коливальний. Об'ємні передачі допускають розміщення валів на значній відстані один від одного, під кутом і в різних площинах, дозволяють одержати різні види руху без проміжного перетворення механічними ланками. Електричні передачі призначені, в основному, для обертального руху. Силовий електричний циліндр виявляється в десятки разів важчим від гідравлічного. Значні зручності при компоновці механізмів дозволяють за допомогою об'ємного гідроприводу вирішувати багато задач, що не можуть бути вирішені застосуванням електроприводу.

Діапазон регулювання швидкості, що його забезпечує гідропривод з об'ємним регулюванням у десятки разів перевершує навіть систему Г–Д. Так, наприклад, насоси ПД і гідромотори ІМ (Подольський електромагнітний завод) здатні забезпечувати глибину регулювання до 1:1000. За оцінками закордонних фахівців при застосуванні системи «регульований насос – нере-

гульований гідродвигун» у приводі радара отриманий діапазон регулювання до 1:1200000.

Динамічні можливості гідродвигунів значно перевершують показники електродвигунів. Динамічні можливості приводів оцінюються здатністю додавати інерційному навантаженню великого прискорення. Динамічні можливості тим вище, чим більший крутний момент  $M_d$ , що розвивається двигуном і менший його момент інерції  $I_d$ . Для створення крутного моменту електродвигуна, практично реалізується значення електромагнітної напруги в 0,3–0,5 МПа. У гідродвигунах для реалізації крутного моменту, використовується тиск рідини в десятки разів більший. Можливості форсування гідроприводу в цьому напрямку ще далеко не вичерпані.

Оцінка динамічних якостей гідромотора за параметром  $H_d = M_d / I_d$  показує, що гідромотори ПМ, наприклад, при потужності в декілька кіловат – у 160 разів, а при потужності в 200 кВт – у 50 разів за динамічним показником добротніші від електродвигунів постійного струму серії ПН.

Оцінка за параметром  $K_d = \sqrt{M_d / I_d}$  може також слугувати критерієм динамічної добротності (незалежно від передатного відношення регулятора, що зв'язує двигун з навантаженням). Значення цього критерія для тих самих гідромоторів серії ПМ у 7,5–10 разів більше, ніж для електродвигунів серії ПН.

Вираз  $n = \sqrt{M_d / n_d I_d}$  може також слугувати критерієм, що оцінює динамічну добротність двигуна. Цей критерій, що називається приємністю, як і  $K_d$ , не залежить від значення передатного відношення редуктора і пропорційний кутовому прискоренню, що його може одержати навантаження під дією приводу. За приємністю гідравлічні двигуни на порядок добротніші в порівнянні з електричними, тому їх застосовують при необхідності швидкого і частого розгону значного інерційного навантаження.

Приводи також можуть бути оцінені показником  $G_{\max} = W_{\max} / G$ , де  $W_{\max}$  – найбільша потужність, що розвивається,  $G$  – вага гідродвигуна. За цим показником гідродвигуни серії ПМ перевершують електродвигуни серії ПН малої потужності в 80 разів і в 12 разів електродвигуни великої потужності (200 кВт).

Коефіцієнт корисної дії та енергетичні витрати на виконання одиниці роботи протягом циклу у системах об'ємного і дросельного регулювання швидкості можуть бути зіставлені з електричними системами регулювання швидкості на основі електричних схем заміщення гідравлічних систем.

Грунтуючись на цьому, можна стверджувати, що система об'ємного регулювання швидкості за ККД і енергетичними показниками близька до системи Г–Д. Схеми систем дросельного регулювання при послідовному з'єднанні дроселя порівняні зі схемами шунтування якоря електродвигуна постійного струму з незалежним збудженням.

Гідравлічні системи з паралельним приєднанням дроселя до гідродвигуна близькі до систем реостатного регулювання швидкості електродвигунів.

Гідропривод з об'ємним регулюванням швидкості за аналогією з системою Г–Д щодо використання споживаної з мережі енергії виявляється тим раціональнішим (у порівнянні з приводом від асинхронного двигуна з фазним ротором), чим менше відношення тривалості паузи до періоду робочого циклу. Численні експерименти, які проведені на шахтних підймальних машинах, показали, що машини, які працюють на змінному струмі, споживають електроенергії на 30–50 % більше, ніж системи Г–Д.

У зв'язку зі сприятливими умовами роботи електродвигуна або двигуна внутрішнього згоряння об'ємного привода його встановлена потужність для механізмів пересування, наприклад, може бути 20–30 %, а іноді і більше знижена в порівнянні з приводом від асинхронного двигуна з фазним ротором.

Висловлені розуміння по співвідношенню ККД, установленної потужності і споживаної енергії в об'ємному й електромеханічному приводах підтверджуються матеріалами, приведеними у подальших розділах.

Закордонний багаторічний досвід експлуатації показує, що в машинах з об'ємною гідропередачею споживання електроенергії на тонну вантажу, що переробляється, менше, а кількість піднятого вантажу більше, ніж у кранів зі звичайним електромеханічним приводом.

Надійність і довговічність кранових приводів у зв'язку з їхнім масовим випуском і підвищеною небезпекою має велике значення. Вичерпних зведень щодо надійності і довговічності кранових об'ємних передач у вітчизняній літературі немає через незначне число випробуваних конструкцій. На підставі проведених досліджень ЕНІМС робить висновок, що гідропривод значно надійніший від електроприводів. Наприклад, загальний час простою автоматичних верстатних ліній через відмову гідроустаткування в десятки разів менший, ніж через електроапаратуру. У стаціонарних умовах агрегати гідрооб'ємних передач працюють без ремонту від 5 до 20 тис. годин, тобто вони мають значно більшу довговічність, ніж електричні машини. Багато іноземних фірм випускають насоси і гідродвигуни, розраховані на термін служби не менший від 10000 годин, у вітчизняній промисловості – 7000 годин і більше.

Закордонний досвід експлуатації гідравлічних кранів важкого режиму роботи вантажопідйомністю до 1200 т показує, що гідрооб'ємний привод істотно підвищує експлуатаційну надійність кранів.

За здатністю працювати у вибухово- і пожежонебезпечних умовах об'ємний привод здатен конкурувати з електромеханічним приводом. У даний час об'ємний привод широко застосовується для роботи у вибухонебезпечних метанових середовищах (у шахтних забійних машинах і механізмах) як за кордоном, так і у вітчизняній практиці. В зв'язку з розробкою непальних і вогнестійких гідравлічних рідин (емульсії типу олія-вода і вода-олія, розчини гліколів у воді, складні ефіри, синтетичні рідини на фтор-вуглицевий і фтор-водневій основі) гідроприводи здатні працювати при високих навколишніх температурах і в пожежонебезпечних умовах.

Економічність застосування об'ємних гідропередач підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх машин обґрунтовується в ряді наукових робіт

ВНДІБУДДОРМАШ, ІГД ім. А.А. Скочинського. При цьому робиться висновок, що застосування гідроприводу знижує капітальні витрати в мостових ливарних кранах (привод від двигунів постійного струму) на 30–40 %, експлуатаційні витрати знижуються на 15–25 %. Застосування гідроприводу може бути доцільним при необхідності забезпечити пуск, гальмування і регулювання швидкості в широкому діапазоні, при можливості автоматичного регулювання швидкості, при роботі привода у вибухонебезпечному середовищі.

Економічний ефект можна одержати в підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх машинах, якщо врахувати збільшення терміну служби машини в цілому через значне на 40–50 % зменшення динамічних навантажень, що діють на кран у пуско-гальмових режимах при однаковому часі проходження перехідних процесів. Експлуатаційні витрати на об'ємний привод можна знизити, якщо врахувати значно менші витрати електроенергії в період прискорення механізму, а також її рекуперацію при гальмуванні, зниження витрат на обслуговування гальм, у застосуванні яких в ряді випадків немає потреби у зв'язку з гальмуванням за рахунок віддачі електроенергії у мережу, а також при застосуванні гідропневматичних акумуляторів.

В останні п'ятдесят років розвиток гідропередач отримало новий потужний поштовх. В основному, це було зумовлено потребою в таких характеристиках приводів, які неможливо було отримати з використанням електромагнітних засобів. Гідропривод почав розвиватися насамперед у тих військових і промислових областях, де необхідно було забезпечити високу швидкість і високу точність обробки сигналів керування в перехідних режимах, що можна було досягти за допомогою гідродвигунів, у яких отримане відношення моменту, який розвивається, до моменту інерції в десятки разів більше, ніж у електродвигуна.

Розвиток гідроприводу в цих областях потребував створення технічно досконалих насосів, гідромоторів, систем керування, значно збагативши теорію і практику гідростатичних передач. Така підготовка дозволила розширити область застосування гідроприводу і поширити його на ті галузі техніки, які були зацікавлені в застосуванні об'ємного гідроприводу, але не могли взяти на себе весь тягар розробки, дослідження та доведення елементів гідроприводу.

Викликаний до життя вузькоспеціальними, військовими потребами, гідропривод в даний час поширився на багато галузей машинобудування. Найширше застосування гідростатичний слідкуючий привод отримав у верстатобудуванні. Силевий гідропривод почав впроваджуватися в область сільськогосподарського і тракторного, будівельного і дорожнього, гірничого, підйомно-транспортного машинобудування.

#### *2.2.5. Вклад учених у розвиток гідропередач*

У розвитку теорії та досліджень гідростатичних приводів велика роль вітчизняних учених. Опису конструкцій і дослідженню гідравлічних приводів літаків присвятив ряд своїх робіт Т.І. Башта [4]. Виключно цінна діяльність М.М. Прокоф'єва та його учнів у розвитку теорії гідростатичних передач [5].

Велике значення мають роботи вчених МАІ Н.С. Гам'єніна [6], Б.І. Петрова, Н.Г. Терського, Н.А. Борисової, В.П. Гусакова [7]. Розвиток теорії гідравлічних слідкуючих систем в значній мірі сприяють роботи М.А. Айзермана [8] та семінари з пневмо-гідравлічної автоматики, що проходили під його керівництвом. Значний внесок у теорію гідроприводу внесли Н.Н. Іващенко, Н.А. Лещенко, В.А. Хохлов, Б.І. Хаймович [9], Н.Б. Тумаркін.

Великий внесок у розвиток теорії гідравлічних систем внесли праці вчених США, Англії, Франції, Німеччини. До них відносяться роботи Дж. Блекборна, Г. Рітхофа, Дж. Л. Перера [10] по гідравлічним та пневматичним силовим системам керування, М. Гійона по дослідженню і розрахунку гідравлічних систем [11], Е. Льюїса і Х. Стерна з гідравлічних систем керування [12], В. Ернста по гідроприводу і його промислового застосуванню [13], Ж. Фезандье по гідравлічним механізмам [14].

Роботи вітчизняних авторів по дослідженню силових гідравлічних приводів менш обширні, що пов'язано з їх пізнішим розвитком. Серед них велике значення мають роботи колективів ІГД ім. А.А. Скочинського – А.В. Докукіна, В.І. Бермана, Ю.Ф. Пономаренко, Е.Ф. Кусова, Ю.В. Ковалю, А.Н. Капітонова, [15], роботи А.І. Воцініна, І.Ф. Савіна [16], С.Ф. Комісарика, Н.А. Іванівського, І.В. Фрумкіса, В.П. Мінінзона, В.П. Гур'єва, В.П. Погорелова [17]. Серед робіт, присвячених гідроприводу машин слід відзначити працю В.І. Медик-Гайказова, Ю.П. Підгорного, М.Ф. Самусенко, П.П. Фалалеєва [18].

Велику роботу по дослідженню та впровадженню гідростатичних передач в підйомно-транспортну техніку проводить колектив ВНДПТМаш. Досягнення ВНДПТМаш в цьому напрямку відображені в працях Л.В. Кузнєцова, М.Б. Ромашкіна та ряду звітів з науково-дослідної роботи [19].

Ряд цікавих досліджень гідрофікованих підйомно-транспортних машин наведено в роботах Е.Ф. Чекулаєва [20], що присвячені гідростатичному приводу механізму пересування мостового крана, і К.К. Колесника, що присвячені динаміці механізму підйому вантажу з гідравлічним приводом [21].

Вивчення робіт, присвячених гідростатичному приводу підйомно-транспортних машин, показує, що дослідників тут очікує широке поле діяльності.

Роботи ВНДПТМАШ [19] по дослідженню механізму пересування мостового крана стосуються лише схем з дросельним регулюванням швидкості. Таке регулювання швидкості через свою неекономічність не може знайти застосування в силових гідроприводах підйомно-транспортних машин.

Роботи Е.Ф. Чекулаєва і К.К. Колесника стосуються гідроприводу з нерегульованими насосами, що може знайти лише обмежене застосування в підйомно-транспортній техніці.

Найширше розповсюдження в підйомно-транспортній техніці може знайти лише гідростатичний привод з об'ємним регулюванням швидкості.

Загальна картина теоретичних і експериментальних досліджень наведена на рис. 2.23.





Проведений аналіз робіт, присвячених дослідженню причин нерадovильної роботи механізмів пересування і ходових частин мостових кранів, а також основних напрямків їх вдосконалення, дозволив встановити наступне:

- одним з найбільш перспективних напрямків є використання систем автоматичної стабілізації руху крана без перекосу;
- найбільш ефективним з точки зору експлуатаційних і регулювальних характеристик є автоматизований гідропривод;
- системи автоматичного керування механізмом пересування повинні відповідати таким основним вимогам: формування та передача керуючого сигналу від оператора до приводів; обмеження динамічних навантажень в елементах привода металоконструкцій; безперервність регулювання у всьому робочому діапазоні, висока надійність, довговічність і захист, використання серійно випускаємої гідро- і електроапаратури.

Найбільш актуальними завданнями дослідження при створенні автоматизованого гідроприводу механізму пересування мостових кранів та механізмів повороту є:

- забезпечення автоматичного керування положенням крана в плані;
- обмеження максимальних навантажень в елементах привода та металоконструкції за рахунок стабілізації заданого рівня робочого тиску в гідросистемі при перехідних процесах.

*На основі аналізу виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:*

*1. Розроблено науковими школами України, Росії, зарубіжними авторами основи створення кранових механізмів з високими показниками надійності, довговічності, з високим ступенем уніфікації основних вузлів і деталей, створені вискоефективні приводи кранових механізмів. Тим не менш, залишилася невирішеною проблема ув'язки робочих характеристик кранових механізмів пересування, повороту та підйому з конкретними умовами експлуатації.*

*2. Розроблені і створені вискоефективні конкретні зразки систем оптимального керування механізмами пересування та повороту різних кранів, що забезпечують швидке гасіння коливань підвішеного вантажу, точну координацію руху вантажу, його позиціювання. Однак основна маса розробок відноситься до унікальних кранів, оснащених спеціальним приводом.*

*Тому в конкретних умовах України стоїть завдання розробки загального підходу до створення систем оптимального керування механізмами пересування, повороту та підйому серійних кранів.*

*3. Розроблено безліч різних математичних моделей механізмів пересування, повороту та підйому кранів з досить високою глибиною відображення, що враховують велику кількість факторів, які впливають на характер руху.*

### 2.3. Методика розрахунку основних параметрів електрогідроприводу

Вихідними даними для розрахунку електрогідроприводу є тахограма, зовнішні навантаження, ККД привода і редуктора при різних навантаженнях, наявний робочий і максимальний тиск в гідромашинах, ряд гідравлічних машин (насосів і гідромоторів) і електродвигунів, з яких слід зробити правильний набір.

В результаті розрахунку необхідно підібрати приводний електродвигун, насос, гідромотор, визначити необхідний темп зміни продуктивності насоса для дотримання заданої тахограми, визначити характер протікання перехідних процесів у гідроприводі – зміна у часі вихідної швидкості гідромотора, тиску в магістральних трубопроводах і крутного моменту на валу гідромотора, провести порівняльну оцінку гідростатичного і електромеханічного приводів за встановленою потужністю електродвигунів і витратам енергії з виконання однакового циклу робіт.

Слід зауважити, що до недавнього часу питанню правильного вибору приводного електродвигуна для гідростатичного приводу, що працює в пуско-гальмівних режимах, не приділялося достатньо уваги. Сказане повною мірою відноситься і до питань складання енергетичних витрат для гідростатичного і електромеханічного приводів, що працюють у перехідних режимах.

Відзначені недоліки у методиці розрахунку гідростатичного приводу можуть бути пояснені тим, що порівняно недавно гідропривод застосовувався, в основному, у слідкуючих системах, де з втратою енергії зазвичай не рахуються, і у машинах, що працюють головним чином в усталених режимах роботи (трактори, вугільні комбайни), де вибір потужності двигуна у підрахунках витрат енергії труднощів не викликає. Механізм пересування або повороту мостового крана характеризується постійною роботою у перехідних режимах. Нижче наведена запропонована нами методика розрахунку приводного електродвигуна гідростатичного приводу і методика порівняння енергетичних витрат на виконання циклу роботи з урахуванням специфіки роботи кранових механізмів у рекуперативному режимі роботи, генераторне гальмування, привод від загальнопромислового двигуна і т.п.

У зв'язку з роботою механізму пересування або повороту крана в невстановленому, пуско-гальмівному режимі вибір потужності приводного електродвигуна доцільно проводити по еквівалентній потужності за цикл:

$$P_e = \sqrt{\frac{\int_0^t P^2 \cdot dt}{t}}, \quad (2.2)$$

де  $P$  – потужність на валу електродвигуна.

У застосуванні до електрогідроприводу формула (2.2) може бути наведена у вигляді виразу:

$$P_e = \sqrt{\frac{\frac{1}{3} \cdot P_{p.\max}^2 \frac{1}{\eta_{\text{ред}}^2 \cdot \eta_{\text{г.прив}}^2} t_p + P_{p.x}^2 \frac{1}{\eta_{\text{ред}}^2 \cdot \eta_{\text{г.прив}}^2} t_{p.x} + \frac{1}{3} P_{г.\max}^2 \eta_{\text{ред}}^2 \eta_{\text{г.прив}}^2 \eta_{\text{ел.дв.г}}^4 t_{г.т}}{t_p + t_{p.x} + t_{г.т} + \frac{1}{3} \theta}}, \quad (2.3)$$

де  $P_{p.\max}$  – максимальна позитивна потужність на валу ходового колеса наприкінці періоду розгону;  $P_{p.x}$  – позитивна потужність на валу ходового колеса при рівномірному русі;  $P_{г.\max}$  – максимальна негативна потужність на валу ходового колеса в початковий період генераторного гальмування;  $\eta_{\text{ред}}$  – ККД редуктора наприкінці періоду розгону, на початку генераторного гальмування;  $\eta_{\text{г.прив}}$  – загальний ККД гідростатичного приводу наприкінці періоду розгону, на початку генераторного гальмування, при рівномірному русі;  $\eta_{\text{ел.дв.г}}$  – ККД електродвигуна в генераторному режимі роботи;  $t_p$  – час розгону,  $t_{p.x}$  – час рівномірного ходу;  $t_{г.т}$  – час генераторного гальмування;  $\theta$  – час паузи у циклі.

Час розгону і гальмування у знаменнику виразу (2.3) береться без коефіцієнта 0,75, який враховує у звичайних електромеханічних приводах погіршення умов охолодження двигунів у перехідних режимах. У гідростатичному приводі електродвигун у перехідних режимах обертається приблизно з номінальною швидкістю без погіршення умов його охолодження. Коефіцієнт  $1/3$  перед  $\theta$  враховує погіршення умов охолодження двигуна у періоди пауз, коли він відключається від мережі. У разі необхідності електродвигун можна не відключати і в періоди пауз, однак це призводить до невиннованого росту витрат електроенергії і, найголовніше, до перегріву гідросистеми. При нетривалій роботі (до 1 години) допустимий режим роботи без відключення електродвигуна від мережі у періоди пауз.

Наявність у третьому члені чисельника підкореневого виразу множника  $\eta_{\text{ел.дв.г}}^4$ , що характеризує генераторний режим, пояснюється тим, що механічна потужність двигуна, що працює генератором, при одній і тій самій електричній потужності, що визначає його нагрів у  $1/\eta_{\text{ел.дв.г}}^2$  разів більше механічної потужності двигуна при його роботі у двигуновому режимі, тобто  $\frac{P_p}{P_g} = \eta_{\text{ел.дв.г}}^2$  [22].

Для підрахунку виразів  $P_{p(i)} = M_{p(i)} \cdot \omega(i)$  і  $P_{г(i)} = M_{г(i)} \cdot \omega(i)$  необхідно знайти значення  $M_p$  і  $M_g$  у різні періоди циклу.

Обраний за формулою (2.3) електродвигун повинен бути перевірений на перевантаження

$$\frac{M_{p \max}}{M_{\text{ном}}} \leq \psi_{\max}, \quad (2.7)$$

де  $M_{p.\max}$  – максимальний момент, що розвиває електродвигун у період розгону;  $M_{\text{ном}}$  – номінальний момент електродвигуна;  $\psi = 2 \div 2,3$  для електродвигунів серії АО, рекомендованих нами до встановлення в якості приводних для

гідростатичних приводів. Обраний електродвигун повинен бути перевірений на допустиме число включень на годину:

$$h_{\max} = \frac{36(100\% - \text{ПВ}_{\phi})}{K_n^2 \cdot t_n}, \quad (2.8)$$

де 100 % – номінальна тривалість включення для електродвигунів серії АО;  
 $\text{ПВ}_{\phi}$  – фактична відносна тривалість включення, %;  $K_n = \frac{I_n}{I_{\text{ном}}}$  – кратність пускового струму (за каталогом);  $t_n$  – час розгону електродвигуна, с.

За даними наших вимірів  $t_n = 21$  с, адже при використанні регульованих насосів приводні електродвигуни розганяють вхолосту, без значного навантаження на валу. Величина  $h_{\max}$  повинна бути більшою, ніж необхідне число включень за годину при дотриманні заданої тахограми роботи привода.

У зв'язку з роботою електродвигуна в генераторному режимі у період гальмування, він повинен бути перевірений на перекидання в генераторному режимі

$$M_{\text{ел.дв.ген}} \leq M_{\text{опр.ген}}, \quad (2.9)$$

де  $M_{\text{ел.дв.ген}}$  – момент, що діє на електродвигун в екстремальних умовах;  $M_{\text{опр.ген}}$  – перекидаючий момент обраного електродвигуна при роботі у генераторному режимі.

$$M_{\text{ел.дв.ген}} = 0,00159 q_{\text{н.мах}} \cdot \Delta P_{\text{кл}} \cdot \eta_{\text{г.мех.н}}, \quad (2.10)$$

де  $q_{\text{н.мах}}$  – максимальна питома продуктивність насоса при русі крана з максимальною швидкістю,  $\text{см}^3/\text{обертів}$ ;  $\Delta P_{\text{кл}}$  – перепад тиску між трубопроводами високого й низького тиску при травленні запобіжного клапана;  $\eta_{\text{г.мех.н}}$  – гідромеханічний ККД насоса (при відповідному тиску й продуктивності).

$$M_{\text{опр.ген}} = M_{\text{опр.дв}} \cdot \frac{R_1 + \sqrt{R_1^2 + X_{\text{к}}^2}}{R_1 - \sqrt{R_1^2 + X_{\text{к}}^2}}, \quad (2.11)$$

де  $M_{\text{опр.дв}}$  – перекидаючий момент електродвигуна при роботі у двигуновому режимі (за каталогом);  $R_1$  – первинний наведений активний опір [23];  $X_{\text{к}} = X_1 + X'_2$  – сума первинного і вторинного наведених опорів.

При практичних розрахунках слід мати на увазі, що  $M_{\text{опр.ген}} > M_{\text{опр.дв}}$  (у застосуванні до досліджуваного привода у 1,5 рази).

Перевірка на перекидання електродвигуна у процесі аварійного гальмування із травленням запобіжних клапанів є обов'язковою, адже перекидання електродвигуна може значно затягти процес гальмування.

Останнім етапом є перевірка електродвигуна й ротора насоса на максимальну швидкість обертання у процесі аварійного гальмування, що вини-

кає при припиненні подачі напруги під час руху крана з номінальною швидкістю. Фізико-механічні основи цього процесу, а також процесу генераторного гальмування викладені нами далі. Тут ми прагнемо лише привести деякі рекомендації, що дозволяють уникнути розносу приводного електродвигуна й елементів ротора насоса.

Збільшення швидкості, якого набуває електродвигун при його відключенні від мережі може бути знайдене з виразу

$$M_{\text{сер}} \cdot t = I(\omega - \omega_0), \quad (2.12)$$

де  $M_{\text{сер}}$  – середня величина надлишкового моменту, що діє на ротор електродвигуна з боку насоса у процесі гальмування (максимальне значення визначається за формулою (2.9);  $t$  – час, за який продуктивність насоса змінюється від номінальної величини до «0»;  $I$  – момент інерції роторів електродвигуна, насоса й з'єднуючої муфти;  $\omega$  – максимальна швидкість обертання електродвигуна у процесі аварійного гальмування гідроприводу;  $\omega_0$  – вихідна швидкість обертання електродвигуна.

З виразу (2.12) видно, що для зниження величини  $\omega$  необхідно зменшити  $M_{\text{сер}}$  і  $t$ . Зменшення величини  $M_{\text{сер}}$  можливо, однак це може викликати небажане збільшення часу гальмування крана.

В аварійному режимі необхідно отримати мінімально можливий час гальмування привода, що пов'язано з підвищенням тиску до максимально можливого, зумовленого настроюванням запобіжних клапанів. Отже, величина  $M_{\text{сер}}$  не може бути знижена у цьому випадку. Однак, шляхом створення відповідної системи дистанційного керування (розділ 2.6) і додаткових пристроїв (нульустановлювач) можливе зменшення часу дії моменту  $M_{\text{сер}}$  до прийнятних величин (у нашому випадку система керування й нульустановлювач забезпечують  $t = 1$  с). Слід зазначити, що в аварійному гальмуванні найнебезпечнішою є оптимальна, з погляду рекуперації максимально можливої кількості енергії, швидкість зміни параметра регулювання насоса  $\frac{d\gamma}{dt} \left( \frac{d\alpha}{dt} \right)$ .

У наш час не існує якихось норм або рекомендацій щодо допустимої величини  $\omega/\omega_0$ . На підставі нашого досвіду експлуатації й експериментальних досліджень можна приймати одноразово  $\left[ \frac{\omega}{\omega_0} \right] = 2 \div 2,5$ .

Аварійне гальмування є досить складним перехідним процесом. Формула (2.12) дозволяє оцінити збільшення швидкості  $(\omega - \omega_0)$ , якщо точно відома зміна величини  $M$  в часі.

Теоретично значення  $M$  за час  $t$  змінюється від величини, зумовленої формулою (2.9) до 0, тобто середнє значення  $M_{\text{сер}} = 1/2 M_{\text{ел.дв.ген}}$ .

Насправді величина  $M_{\text{сер}}$  менше, тому що з ростом швидкості обертання ротора електродвигуна різко зростають втрати на обертання крильчатки

охолодження електродвигуна, на привод допоміжного шестеренчатого насоса і т.п. У зв'язку з цим формула (2.12) дає на 30–40 % завищені результати у порівнянні з показниками, що мають місце насправді.

На закінчення помітимо, що нехтування розрахунками на можливе аварійне гальмування, а також спроба обійтися без запобіжних пристроїв у конструкції системи дистанційного керування, може мати найсерйозніші наслідки аж до розносу насоса й електродвигуна.

Вибір гідромотора полягає у визначенні його питомої продуктивності  $q$  (см<sup>3</sup>/об) по заданій величині максимального крутного моменту, визначеній за формулою (2.5), і тиску

$$q = \frac{M_{\text{разг}}}{0,00159 \cdot \Delta P \cdot \eta_{\text{г.мех.г}}}, \text{ см}^3/\text{об}, \quad (2.13)$$

де  $M_{\text{разг}}$ , Н·м;  $\Delta P$  – перепад тисків між напірним і зливним трубопроводом;  $\eta_{\text{г.мех.г}}$  – гідромеханічний ККД гідромотора (у попередніх розрахунках  $\eta_{\text{г.мех.г}} = 0,9$ ).

До вибору величини  $\Delta P$  слід підходити досить обережно. У каталогах зазвичай приводиться робочий і максимальний тиск, на який розрахований гідромотор (і насос).

Враховуючи специфіку роботи кранових механізмів пересування, у яких час розгону досить значний (12–14 с. для розглянутого крана вантажопідйомністю 30 т і прогоном 22,5 м.), не слід орієнтуватися на роботу гідроприводу у перехідних режимах з максимально можливим тиском. При роботі з максимальним тиском різко знижується термін служби гідромашин. Так, наприклад, завод-виготовлювач гідромоторів серії ПМ і насосів ПД обмежує час роботи на максимальному робочому тиску одним відсотком часу від гарантованого терміну служби гідромашини. За даними досліджень, наведених фірмою «Ман-несманн-Меєр» [15] робота гідромашини з тиском в 1,6 рази більшим номінального знижує довговічність в 5 разів.

Зниження тиску до 0,8 від номінального збільшує довговічність гідромашини в 2 рази. У роботі [24] є вказівка, що у практиці закордонного загального машинобудування прагнуть обрати машини з трохи завищеним показником  $q$ , щоб тим самим різко підвищити термін служби гідромашин шляхом зниження застосовуваного тиску, що нами в подальших дослідженнях було зроблено на новому стенді механізму пересування крана.

У зв'язку з викладеним, нам видасться доцільним підставляти у вираз (2.13) значення  $\Delta p$ , що відповідає номінальному. Гідромотор обирається з каталогу таким чином, щоб  $q_{\text{кат.г}} \geq q$ . Продуктивність насоса обирається з міркувань забезпечення необхідної швидкості обертання гідромотора

$$Q_{\text{н}} = \frac{q_{\text{кат.г}} \cdot n_{\text{г}}}{\eta_{\text{об}}}, \quad (2.14)$$



де  $n_r$  – швидкість обертання гідромотора при номінальній швидкості пересування крана;  $\eta_{об}$  – об’ємний ККД привода (у попередніх розрахунках  $\eta_{об} = 0,95$ ).

Насос обирається з каталогу таким чином, щоб  $Q_{н.кат} = Q_{н.}$

Наведені підрахунки показують, що для досліджуваного гідростатичного привода необхідний гідромотор ПМ № 5 ( $q = 71 \text{ см}^3/\text{об}$ ) і насос ПД № 5 ( $Q = 102 \text{ л/хв}$ ). Доцільно провести порівняння електродвигунів для гідростатичного й електромеханічного приводів за встановленою потужністю.

Порівняння проведемо у припущенні роботи обох приводів із ПВ = 25 % і 60 % при часах ділянок тахограми  $t_p = t_r = 13 \text{ с}$ ,  $t_{рівн.ходу} = 4 \text{ с}$ , пауза  $Q = 90 \text{ с}$  (ПВ = 25 %).

$t_p = t_r = 13 \text{ с}$ ,  $t_{рівн.ходу} = 4 \text{ с}$ , пауза  $Q = 20 \text{ с}$  (ПВ = 60 %).

$t_p = 6 \text{ с}$ ,  $t_{рівн.ходу} = 4 \text{ с}$ ,  $t_r = 3,1 \text{ с}$ , пауза  $Q = 40 \text{ с}$  (ПВ = 25 %).

$t_p = 6 \text{ с}$ ,  $t_{рівн.ходу} = 4 \text{ с}$ ,  $t_r = 3,1 \text{ с}$ , пауза  $Q = 0 \text{ с}$  (ПВ = 60 %).

Час розгону  $t_p = 6 \text{ с}$  і час гальмування  $t_r = 3,1 \text{ с}$  обрано нами, адже при зазначених вище зовнішніх навантаженнях, що діють на кран, він є мінімально можливим для обраного типу гідромотора, тому що навантаження і тиск, які виникають при цьому близькі до граничних, обмежених настройкою запобіжного клапана.

Підрахунок потужності приводного електродвигуна будемо проводити на еквівалентній потужності за умовами нагрівання  $P_e$  і перевіряти на можливість перевантаження. Припускаємо роботу двигуна у період гальмування у режимі противмикання. Визначення потужності  $P_e$  будемо здійснювати за методикою, аналогічною підрахунку  $P_e$  для гідростатичного привода. Така методика розповсюджена при підрахунку потужності електродвигунів шахтних підйомних установок [22].

$$P_e = \sqrt{\frac{P_{р.мах}^2 \frac{1}{\eta_{ред}^2} t_p + P_{р.х}^2 \frac{1}{\eta_{ред}^2} t_{р.х} + P_{п.мах}^2 \eta_{ред}^2 \frac{\eta_{п}^2}{\eta_{\sigma}^2} t_{п.с}}{0,75(t_p + t_{п.с}) + t_{р.х} + \frac{1}{3} \theta}}, \quad (2.15)$$

де  $P_{р.мах}$  – максимальна негативна потужність на валу ходового колеса в початковий період роботи на протиструмі;  $t_{п.с}$  – час гальмування привода при роботі на протиструмі;  $\eta_{п}$  – ККД двигуна у періоди його роботи на протиструмі;  $\eta_{\sigma}$  – ККД статора двигуна, що працює на протиструмі.

Інші позначення такі ж, як і у формулі (2.3).

Слід звернути увагу на принципову відмінність між формулами (2.3) і (2.15). У формулі (2.15) маємо у знаменнику коефіцієнт 0,75, що враховує погіршення охолодження кранового електродвигуна (типу МТВ) при розгоні й

охлажденні. Другою принциповою відмінністю є те, що у формулі (2.3) у період розгону

$$\int_{t=0}^{t=t_p} P_p^2 dt = \frac{1}{3} \cdot P_{p.\max}^2 \cdot t_p.$$

Однак у формулі (2.15) у період гальмування

$$\int_{t=0}^{t=t_{п.с}} P_p^2 dt = P_{п.\max}^2 \cdot t_{п.с},$$

а у формулі (2-3)

$$\int_{t=0}^{t=t_\Gamma} P_\Gamma^2 dt = \frac{1}{3} P_{\Gamma.\max}^2 \cdot t_{\Gamma.т}.$$

Зазначимо, що  $P_{\Gamma.\max} = P_{п.\max}$ .

Така відмінність відбувається з тієї причини, що у гідростатичному приводі потужність, споживана двигуном з мережі пропорційна швидкості обертання гідромотора (швидкості пересування крана), тобто споживана енергія за цикл розгону має вигляд прямокутного трикутника, однією зі сторін якого є час розгону, а другою – максимальна потужність на валу двигуна, споживана з мережі наприкінці розгону. Інтеграл  $\int_{t=0}^{t=t_p} P_p^2 dt$  такої фігури дає

$\frac{P_{п.\max}^2}{3} \cdot t_p$ . Аналогічно змінюється потужність рекуперації. Потужність, споживана асинхронним двигуном з фазним ротором, що йде на розгін привода, залишається постійною на протязі усього періоду розгону й не залежить від швидкості обертання електродвигуна, тобто споживана енергія за цикл розгону має вигляд прямокутника з основою, рівною часу розгону й висотою рівною максимальній потужності, споживаній двигуном з мережі (мається на увазі потужність без втрат у статорі) під час розгону (гальмування). Інтеграл від  $\int_{t=0}^{t=t_p} P_p^2 dt$  такої фігури дає  $P_{п.\max}^2 t_p$ . Аналогічно змінюється потужність при гальмуванні противмиканням.

У період рівномірного руху ( $t_{п.х} = 4$  с) споживана потужність у гідростатичному й електромеханічному приводах буде вимірюватися також площею прямокутника, причому висота цього прямокутника буде у гідростатичному приводі більше (за рахунок додаткових втрат), ніж у електромеханічному. Графіки, наведені на рис. 2.23 пояснюють характер зміни споживаної й рекуперативної потужності для обох типів приводів.

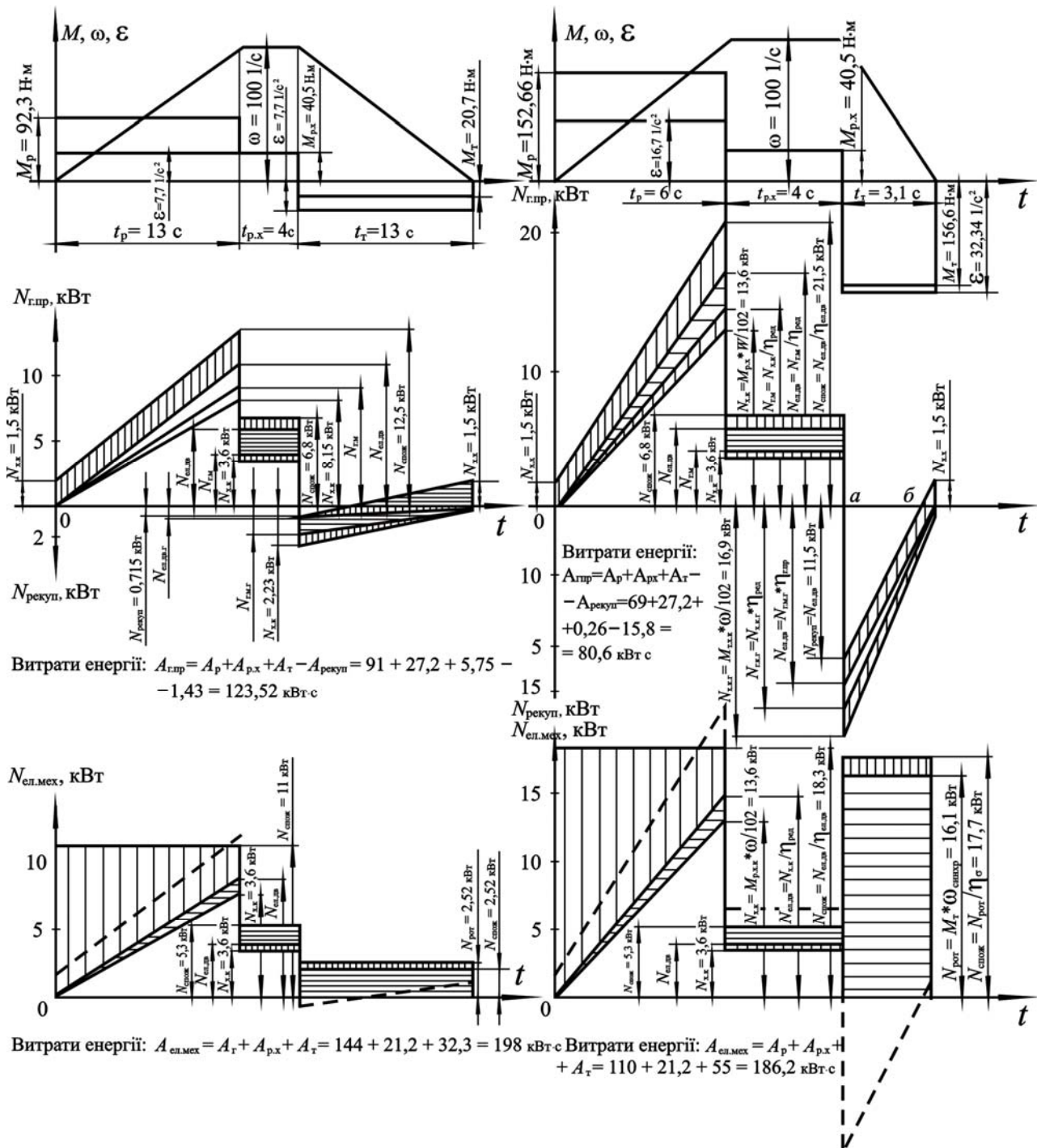


Рис. 2.23. Графіки залежності споживаної і рекуперованої потужності  $N$  від часу  $t$  для об'ємного гідравлічного та електромеханічного приводів при двох тахограмах

У таблиці 2.3 наведені результати підрахунків для  $P_e$ ,  $P_{опр}$ , виконані для гідростатичного й електромеханічного приводів, значення встановленої потужності  $P_{катал}$  обрано для різних режимів роботи, і відношення  $\frac{P_{ел.мех}}{P_{г.стат}}$  й  $\frac{P_{е.ел.мех}}{P_{опр.г.ст}}$ .

У таблиці 2.3  $\psi$  – коефіцієнт перевантаження електродвигунів,  $P_{опр}$  – теоретичне значення потужності двигуна, знайдене з умов неприпустимості перекидання електродвигуна в період розгону привода.

З аналізу таблиці 2.3 видно, що для гідростатичного привода при всіх режимах роботи  $P_{\text{опр}} > P$ , тобто електродвигун повинен обиратися за умовами недопустимості його перекидання у період розгону. У той же час для електромеханічного привода для всіх режимів  $P_e > P_{\text{опр}}$ , тому що електродвигун повинен обиратися за умовами його нагрівання.

З таблиці видно, що встановлена потужність двигуна  $P_{\text{катал.г.стат.}}$  лише за режиму ПВ = 25 % і  $t_p = t_r = 13$  с більше  $P_{\text{катал}}$  для електромеханічного привода, що пояснюється недостатньою перевантажувальною здатністю електродвигунів серії АО ( $\psi = 2$ ). Якби був установлений двигун з  $\psi = 2,4$  (як на електромеханічному приводі), то  $P_{\text{опр}} = 4,5$  кВт і  $P_{\text{кат}} = 4,5$  кВт (АО-52-4).

Особливо різкий розрив у встановлених потужностях спостерігається при ПВ = 60 %. Досить порівняти цифри  $P_{\text{кат.г.прив}} = 7$  і 10 кВт, у той час  $P_{\text{кат.ел.мех}} = 11$  і 22 кВт відповідно. Це пояснюється тим, що при підвищенні ПВ % потужність  $P_{2н}$  кранових двигунів (МТВ) падає й доводиться встановлювати двигуни більших габаритів.

Що стосується загальнопромислових двигунів, (розрахованих на ПВ = 100 %) використаних в якості приводних у гідростатичних приводах, то єдиним обмеженням для них є число включень за годину. У розглянутих випадках  $h < h_{\text{max}}$ , знайденої за формулою (2.8).

У таблиці 2.3 наведені відношення  $\frac{P_{\text{ел.мех}}}{P_{\text{г.ст}}}$  для конкретних умов роботи механізму пересування й конкретних типів приводних електродвигунів АО і МТВ.

Для того, щоб провести теоретичне порівняння гідростатичного й електромеханічного приводів за встановленою потужністю електродвигунів введемо ряд спрощуючих обставин.

Припустимо, що в обох типах приводів двигуни мають однакову (досить високу  $\psi = 2,8-3$ ) перевантажувальною здатністю. У цьому випадку вибір електродвигунів буде визначатися величиною  $P_e$ , як ми бачили на прикладах з електромеханічним приводом.

Припустимо, що привод працює за трикутною тахограмою без періоду усталеного руху.

Припустимо також, що на величину  $P_e$  обох приводів вид гальмування привода (генераторне – у гідростатичному й противоточне – в електромеханічному) відбивається однакоим, пропорційним чином і, отже, на величину відношення  $\frac{P_{e \text{ ел.мех}}}{P_{e \text{ г.ст}}}$  впливати не буде.

Припустимо також, що знаменник у підкоренових виразах (2.2) і (2.14) однаковий, і, отже, на величину  $\frac{P_{e \text{ ел.мех}}}{P_{e \text{ г.ст}}}$  також впливу не має. Це означає, що умови охолодження двигунів обох приводів приймаємо однаковими.

Таблиця 2.3

Результати підрахунків для гідростатичного і електромеханічного приводів

ПВ	$t_i$ $\Theta, P, \Psi$	Гідропривод		Електромеханічний привод		$\frac{P_{\text{еп. мех}}}{P_{\text{г. ст}}}$		$\frac{P_{\text{еп. мех}}}{P_{\text{отр. г. ст}}}$	
		$t_p = t_r = 13$ с	$t_p = 6$ с, $t_r = 3,1$ с	$t_p = t_r = 13$ с	$t_p = 6$ с, $t_r = 3,1$ с	$t_p = t_r = 13$ с	$t_p = 6$ с, $t_r = 3,1$ с	$t_p = t_r = 13$ с	$t_p = 6$ с, $t_r = 3,1$ с
25 %	$\Theta, \text{с}$	90	40	90	40				
	$P_{\text{г}}, \text{кВт}$	3,35	5,72	4,7	9,15	1,4	1,6		
	$\Psi$	2	2,3	2,4	2,8				
	$P_{\text{отр}}, \text{кВт}$	5,5	7,7	3,8	5,35	0,69	0,69	0,86	1,2
	$P_{\text{качал}}, \text{кВт}$	7	10	5	11	0,72	1,1		
60 %	$\Theta, \text{с}$	20	9	20	9				
	$P_{\text{г}}, \text{кВт}$	4,25	7,35	5,5	12,1	1,3	1,65		
	$\Psi$	2	2,3	2,8	2,8				
	$P_{\text{отр}}, \text{кВт}$	5,5	7,7	3,24	5,35	0,59	0,69	1	1,57
	$P_{\text{качал}}, \text{кВт}$	7	10	11 (при ПВ = 25 %)	22 (при ПВ = 25 %)	1,58	2,2		

Таким чином, ми дійшли висновку, що при зроблених допущеннях відношення  $\frac{P_{\text{е.ел.мех}}}{P_{\text{е.г.ст}}}$  визначається лише умовами розгону привода

$$\frac{P_{\text{е.ел.мех}}}{P_{\text{е.г.ст}}} = \frac{\sqrt{\int_{t=0}^{t=t_p} P_p^2 \frac{1}{\eta_{\text{ред}}^2} \cdot dt}}{\sqrt{\int_{t=0}^{t=t_p} P_p^2 \frac{1}{\eta_{\text{ред}}^2 \cdot \eta_{\text{г.прив}}^2} \cdot dt}} = \frac{\sqrt{P_{p \text{ max}}^2 \frac{1}{\eta_{\text{ред}}^2} \cdot t_p}}{\sqrt{\frac{1}{3} P_{p \text{ max}}^2 \frac{1}{\eta_{\text{ред}}^2 \cdot \eta_{\text{г.прив}}^2} \cdot t_p}} = 1,73 \cdot \eta_{\text{г.прив}}; \quad (2.16)$$

Підставляючи  $\eta_{\text{г.прив}} = 0,82$ , обране нами із припущення протікання розгону при тискові, близькому до номінального (10 МПа), отримаємо  $\frac{P_{\text{е.ел.мех}}}{P_{\text{е.г.ст}}} = 1,41$ .

При тиску у трубопроводах, близькому до максимального  $\eta_{\text{г.прив}} = 0,86$  й  $\frac{P_{\text{е.ел.мех}}}{P_{\text{е.г.ст}}} = 1,49$ .

До теоретичної оцінки величини відношення установчих потужностей в електромеханічному й гідростатичному приводах можна підійти й з іншого боку.

Зрозуміло, що корисна робота, виконана кожним із приводів за цикл розгону повинна бути однаковою, тобто  $A_{\text{г.ст}} = A_{\text{ел.мех}}$ . З іншого боку, можна вважати, що  $A_{\text{г.ст}} = P_{\text{сер.корисн}} \cdot t_p = P_{\text{уст.г.ст}} \cdot \eta_{\text{сер.ел.г.пр}} \cdot t_p$ , а  $A_{\text{ел.мех}} = P_{\text{сер.корисн}} \cdot t_p = P_{\text{уст.ел.мех}} \cdot \eta_{\text{сер.ел.мех}} \cdot t_p$ .

Звідси знаходимо, що

$$\frac{P_{\text{уст.ел.мех}}}{P_{\text{уст.г.ст}}} = \frac{\eta_{\text{сер.ел.г.пр}}}{\eta_{\text{сер.ел.мех}}}. \quad (2.17)$$

У наведених виразах:  $\eta_{\text{сер.ел.г.пр}}$  і  $\eta_{\text{сер.ел.мех}}$  – середні ККД за час розгону електрогідростатичного й електромеханічного приводів. При номінальному тискові й крутному моменті  $\eta_{\text{сер.ел.г.пр}} = 56,6 \%$ ,  $\eta_{\text{сер.ел.мех}} = 41 \%$ .

Отже,  $\frac{P_{\text{уст.ел.мех}}}{P_{\text{уст.г.ст}}} = 1,39$ .

Помітимо, що числові значення  $\frac{P_{\text{уст.ел.мех}}}{P_{\text{уст.г.ст}}}$ , знайдені за формулами (2.16) і (2.17) майже збігаються (1.41 і 1.39). Якщо ввести у розгляд реальне співвідношення  $\frac{\Psi_{\text{ел.мех}}}{\Psi_{\text{г.ст}}}$  й урахувати, що за інших рівних умов воно впливає на вибір потужності приводного електродвигуна, то отримаємо

$$\frac{P_{\text{уст.ел.мех}}}{P_{\text{уст.г.ст}}} = 1,39 \cdot \frac{\Psi_{\text{г.ст}}}{\Psi_{\text{ел.мех}}} = 1,39 \cdot \frac{2,3}{2,8} = 1,14.$$

Зрозуміло, формули (2.16) і (2.17) дають лише приблизне уявлення про співвідношення установчих потужностей електродвигунів. Реальне співвідношення можуть дати лише розрахунки з урахуванням усього комплексу особливостей, що й зроблено у табл. 2.3.

Видається доцільним провести порівняння гідростатичного й електро-механічного приводів за енергетичними витратах за цикл. В усталеному режимі при роботі на номінальній швидкості ККД гідростатичного привода менше, ніж ККД електромеханічного привода за рахунок додаткових втрат у насосі й гідромоторі. Однак механізми пересування мостових кранів більшу частину часу працюють в пуско-гальмівних режимах і незначний час – в усталеному режимі. У перехідних режимах ККД гідростатичного привода більше, ніж електромеханічного. У зв'язку із цією обставою у загальному за цикл витрата енергії на здійснення однакової роботи при однакових тахограмах у гідростатичному приводі виходить меншою, ніж в електромеханічному. На рис. 2.24 наведена графічна побудова залежності споживаної потужності від часу для обох приводів при двох режимах роботи:  $t_p = 13$  с,  $t_{p,x} = 4$  с,  $t_r = 13$  с і  $t_p = 6$  с,  $t_{p,x} = 4$  с,  $t_r = 3,1$  с.

Зрозуміло, що момент на валу ходового колеса при розгоні, рівномірному русі і гальмуванні буде однаковий у гідростатичному і електромеханічному приводах. Величина його буде визначатися з урахуванням формул (2.4, 2.5, 2.6). Помноженням моменту на швидкість усталеного руху отримаємо потужність на валу ходового колеса у кінці розгону

$$N_{x,k} = M_{x,k} \cdot \omega / 102, \text{ кВт.}$$

Потужність на валу гідромотора і на валу електродвигуна в електромеханічному приводі буде однаковою:

$$N_{\text{г.мот.г.ст}} = N_{\text{ел.дв.ел.мех}} = \frac{N_{x,k}}{\eta_{\text{ред}}},$$

де  $\eta_{\text{ред}}$  – ККД редуктора.

Потужність, що споживається електродвигуном електромеханічного привода з мережі, буде однаковою на початку і в кінці розгону:

$$N_{\text{спож.ел.мех}} = \frac{N_{\text{ел.дв}}}{\eta_{\text{ел.дв}}},$$

де  $\eta_{\text{ел.дв}}$  – ККД електродвигуна.



Таким чином

$$N_{\text{спож.ел.мех}} = \frac{N_{\text{х.к}}}{\eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{ел.дв}}}. \quad (2.18)$$

Потужність на валу електродвигуна гідростатичного привода наприкінці розгону

$$N_{\text{ел.дв.г.стат}} = \frac{N_{\text{г.мот}}}{\eta_{\text{г.прив}}} = \frac{N_{\text{х.к}}}{\eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{г.прив}}}.$$

Потужність, споживана електродвигуном гідроприводу з мережі, наприкінці розгону визначиться з урахуванням ККД електродвигуна

$$N_{\text{спож.г.стат}} = \frac{N_{\text{х.к}}}{\eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{г.прив}} \cdot \eta_{\text{ел.дв}}}. \quad (2.19)$$

На початку розгону приводний двигун буде споживати з мережі потужність холостого ходу  $N_{\text{х.х}} = 1,5$  кВт (за дослідними даними), що йде на обертання насоса і втрати в приводному електродвигуні.

При русі з усталеною швидкістю  $t_{\text{р.х}}$  потужності, які споживають електродвигуни з мережі також будуть визначатися за формулами (2.18) і (2.19) з підстановкою своїх значень  $N_{\text{х.х}}$ ,  $\eta_{\text{ел.дв}}$ ,  $\eta_{\text{г.прив}}$ . Значення ККД редуктора і зубчатих муфт у розрахунках скрізь приймаємо однаковим  $\eta_{\text{ред}} = 0,91$ .

Значення  $\eta_{\text{ел.дв.г.стат}}$ ,  $\eta_{\text{г.прив}}$  визначаються нами у відповідності з отриманими дослідними даними в залежності від завантаження приводів.

Максимальна потужність, рекуперована гідростатичним приводом на початку гальмування визначається за аналогією з попередніми міркуваннями

$$N_{\text{рек}} = N_{\text{х.к}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{г.прив}} \eta_{\text{ел.дв.г}}. \quad (2.20)$$

Наприкінці гальмування електродвигун, очевидно, буде споживати з мережі  $N_{\text{х.х}}$ .

Потужність, споживана з мережі при гальмуванні противключенням на роторі електродвигуна електромеханічного привода  $N_{\text{ротора}} = M_{\text{ротора}} \cdot \omega_{\text{синхр}} / 102$ , де  $M_{\text{ротора}}$  знаходиться за формулою (2.6), тобто  $N_{\text{ротора}} = N_{\text{х.к}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot 1,05$ , де

коефіцієнт  $1,05 \approx \frac{\omega_{\text{синхр}}}{\omega_{\text{ном}}}$  для електродвигунів серії МТВ. Повна потужність,

споживана з мережі визначиться з урахуванням ККД статора  $\eta_{\sigma}$ , знайденого з припущення, що втрати у статорі і роторі однакові [92]

$$N_{\text{спож.прот.вкл}} = \frac{N_{\text{х.к}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot 1,05}{\eta_{\sigma}}. \quad (2.21)$$

Величина потужності, споживаної з мережі залишається постійною при зміні швидкості обертання електродвигуна з фазним ротором.

Як ясно з наведених міркувань і побудов на рис. 2.3 гідропривод на ділянках розгону економічніший за електромеханічний привод, а на ділянці руху з номінальною швидкістю поступається йому.

У таблиці 2.4 наведені результати порівняльних підрахунків, виконаних для трьох тахограм:  $t_p = t_r = 13$  с,  $t_{p.x} = 4$  с;  $t_p = 6$  с,  $t_{p.x} = 4$  с,  $t_r = 3,1$  с,  $t_p = 13$  с,  $t_{p.x} = 4$  с,  $t_r = 3,1$  с при роботі електромеханічного привода в період гальмування на противмиканні і з застосуванням звичайного гальма. Наведені також результати підрахунків для трикутних тахограм з  $t_{p.x} = 0$ . У зв'язку з тим, що на ділянці рівномірного ходу споживання енергії у гідроприводі більше, ніж у електромеханічному приводі, наведені результати підрахунків  $t_{p.x}$ , при якому електромеханічний привод по витратам енергії порівнюється за електромеханічним приводом, тобто  $\frac{A_{\text{ел.мех}}}{A_{\text{г.стат}}} = 1$ .

Величина споживаної енергії за цикл в електромеханічному приводі знаходиться з виразу

$$\begin{aligned} A_{\text{ел.мех}} = A_{\text{р.ел.мех}} + A_{\text{р.х.ел.мех}} + A_{\text{г.ел.мех}} = \frac{N_{\text{х.к.розг}}}{\eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{ел.дв}}} t_p + \\ + \frac{N_{\text{х.к.р.х}}}{\eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{ел.дв}}} t_{p.x} + \frac{N_{\text{х.к.г}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot 1,05}{\eta_{\sigma}} t_r. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Величина споживаної енергії за цикл у гідростатичному приводі знаходиться з виразу

$$\begin{aligned} A_{\text{г.стат}} = A_{\text{р.г.стат}} + A_{\text{р.х.г.стат}} - A_{\text{рек.г.стат}} + A_{\text{г.г.стат}} = \\ = \frac{1}{2} \left( N_{\text{х.х}} + \frac{N_{\text{х.к.розг}}}{\eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{г.прив}} \cdot \eta_{\text{ел.дв}}} \right) t_p + \frac{N_{\text{х.к.р.х}}}{\eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{г.прив}} \cdot \eta_{\text{ел.дв}}} t_{p.x} - \\ - \frac{1}{2} N_{\text{х.к.г}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{г.прив}} \cdot \eta_{\text{ел.дв}} \cdot t_{\text{рек}} + \frac{1}{2} N_{\text{х.к}} (t_r - t_{\text{рек}}), \end{aligned} \quad (2.23)$$

$$\text{де } t_{\text{рек}} = \frac{1 + \alpha}{\alpha} t_r; \quad \alpha = \frac{N_{\text{рек}}}{N_{\text{х.х}}}.$$

Як видно з аналізу табл. 2.4 гідростатичний привод на всіх режимах має значну перевагу по витраті електроенергії у порівнянні з електромеханічним.

Таблиця 2.4

Результати порівняльних підрахунків при гальмуванні електромеханічного приводу

Характер тахограми і вид гальмування електромеханічного приводу	$t_p = 13$ с $t_r = 13$ с		$t_p = 6$ с $t_r = 3,1$ с		$t_p = 13$ с $t_r = 3,1$ с	
	$\frac{A_{\text{ел.мех}}}{A_{\text{г.ст}}}$	$t_{\text{р.х}}, \text{с}$ при $\frac{A_{\text{ел.мех}}}{A_{\text{г.ст}}} = 1$	$\frac{A_{\text{ел.мех}}}{A_{\text{г.ст}}}$	$t_{\text{р.х}}, \text{с}$ при $\frac{A_{\text{ел.мех}}}{A_{\text{г.ст}}} = 1$	$\frac{A_{\text{ел.мех}}}{A_{\text{г.ст}}}$	$t_{\text{р.х}}, \text{с}$ при $\frac{A_{\text{ел.мех}}}{A_{\text{г.ст}}} = 1$
Трапецієподібна, протівмканням	$\frac{198}{123,52} = 1,6$	53,6	$\frac{186,2}{80,6} = 2,31$	74,5	$\frac{220,2}{102,66} = 2,15$	75,5
Трапецієподібна, механічним гальмом	$\frac{165,2}{123,52} = 1,34$	31,8	$\frac{131,2}{80,66} = 1,63$	37,8	$\frac{165,2}{102,66} = 1,61$	39
Трикутна, протівмканням	$\frac{176,8}{96,32} = 1,84$	—	$\frac{165}{53,4} = 3,1$	—	$\frac{199}{75,46} = 2,65$	—
Трикутна, механічним гальмом	$\frac{144}{96,32} = 1,5$	—	$\frac{110}{53,46} = 2,06$	—	$\frac{144}{75,46} = 1,91$	—

Відношення  $\frac{A_{\text{ел.мех}}}{A_{\text{г.стат}}}$  стає рівним 1 при таких величинах  $t_{\text{р.х}}$ , які не зустрічаються у практиці експлуатації.

Уявлення про динаміку зміни відношення  $\frac{A_{\text{ел.мех}}}{A_{\text{г.стат}}}$  в залежності від  $t_{\text{р.х}}$  дають графіки, наведені на рис. 2.24.

Визначимо відношення  $\frac{A_{\text{ел.мех}}}{A_{\text{г.стат}}}$  для періоду розгону:

$$\frac{A_{\text{ел.мех}}}{A_{\text{г.стат.р}}} = \frac{\frac{N_{\text{х.к.р}}}{\eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{ел.дв}}} \cdot t_{\text{р}}}{\frac{1}{2} \frac{N_{\text{х.к.р}}}{\eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{г.пр}} \cdot \eta_{\text{ел.дв}}} \cdot t_{\text{р}}} = \frac{2 \cdot \eta_{\text{г.пр}} \cdot \eta_{\text{ел.дв.г.ст}}}{\eta_{\text{ел.дв.ел.мех}}} \quad (2.24)$$

У формулі (2.24) нехтуємо  $N_{\text{х.к.р}}$  з формули (2.23) враховуючи малість цієї складової. Враховуючи, що при номінальному навантаженні  $\eta_{\text{ел.дв.г.ст}} > \eta_{\text{ел.дв.ел.мех}}$  і приймаючи  $\frac{\eta_{\text{ел.дв.г.ст}}}{\eta_{\text{ел.дв.ел.мех}}} = \frac{0,88}{0,82} = 1,07$ , а також  $\eta_{\text{г.пр}} = 0,82$  (при номінальному тиску) і  $\eta_{\text{г.пр}} = 0,86$  (при максимально допустимому тиску), отримаємо

$$\frac{A_{\text{ел.мех.р}}}{A_{\text{г.стат.р}}} = 1,76 - 1,84.$$

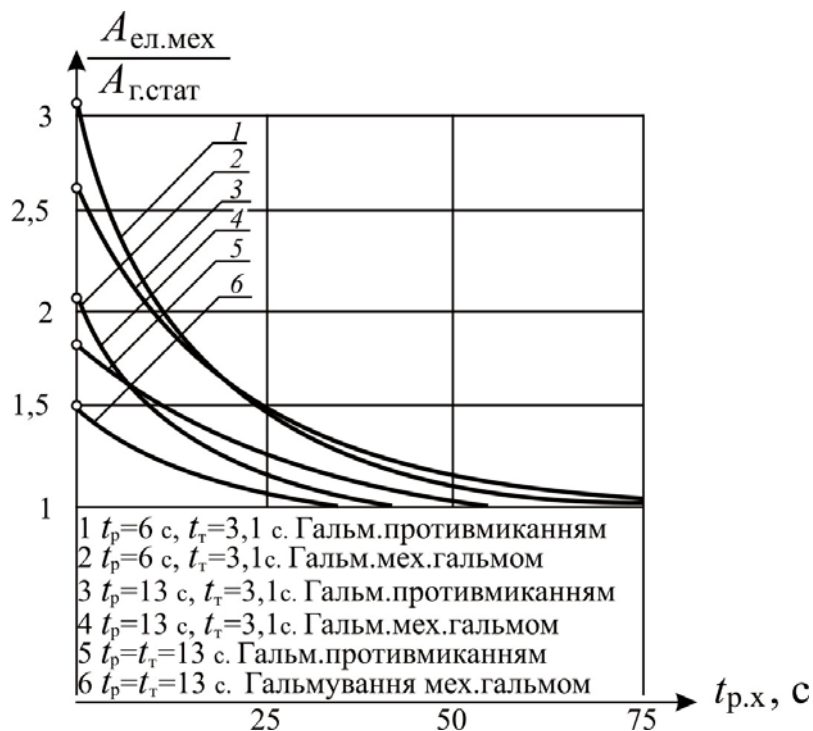


Рис. 2.24. Графіки залежності відношення витрат енергії  $A$  в електромеханічному й об'ємному приводах від часу  $t_{\text{р.х}}$  рівномірного ходу при різних режимах гальмування

До оцінки величини  $\frac{A_{\text{ел.мех.р}}}{A_{\text{г.стат.р}}}$  можна підійти з тих же позицій, що й при виводі співвідношення  $\frac{P_{\text{уст.ел.мех}}}{P_{\text{уст.г.стат}}}$  за формулою (2.17). З цієї точки зору споживана електроенергія за період розгону приводу може виразитися:

$$A_{\text{ел.мех.р}} = \frac{P_{\text{уст.ел.мех}}}{\eta_{\text{сер.ел.мех}}} \cdot t_p,$$

$$A_{\text{г.стат.р}} = \frac{P_{\text{уст.г.стат}}}{\eta_{\text{сер.г.стат}}} \cdot t_p.$$

Враховуючи співвідношення (2.16), для періоду розгону отримаємо

$$\frac{A_{\text{ел.мех.р}}}{A_{\text{г.стат.р}}} = \frac{\eta_{\text{сер.г.стат}}^2}{\eta_{\text{сер.ел.мех}}^2} \quad (2.25)$$

Враховуючи співвідношення ККД приводів при номінальних навантаженнях, отримаємо  $\frac{A_{\text{ел.мех.р}}}{A_{\text{г.стат.р}}} = 1,92$ , що не на багато відрізняється від результатів формули (2.24), однак формулу (2.25) необхідно вважати більш точною.

## 2.4. Розрахунок пуско-гальмівних режимів роботи приводу

Для регульованого гідростатичного приводу кранів цікавими є процеси, які протікають при розгоні і гальмуванні.

Розглянемо привод механізму пересування (рис. 2.25), який працює за закритою системою циркуляції робочої рідини. Регульований насос може змінювати питому продуктивність від нуля до  $q_{\text{н.ном}}$  (при повороті колиски на кут  $\pm \alpha_{\text{н.ном}} = 30^\circ$ ); у нерегульованого гідромотора питома продуктивність постійна і дорівнює  $q_{\text{н.ном}}$ .

Вихідна швидкість  $\Omega$ , прискорення  $\dot{\Omega}$ , крутний момент  $M$  гідромотора, тиск у системі  $P$ , потужність що споживається  $N_{\text{спож}}$  та рекуперується  $N_{\text{рек}}$  в підсумку залежать від закону зміни в часі параметру регулювання насоса  $\gamma(\alpha)$  та ряду констант, що характеризують гідропривід та зовнішнє навантаження.

Усі перераховані вихідні параметри можуть визначатися з відомим ступенем точності (на основі припущень  $\dot{\Omega} = \text{const}$ ,  $M = \text{const}$ ,  $\Omega = k \cdot t$ ).

Однак, щоб з упевненістю допускати подібні спрощення, потрібно спробувати порівняти отримані при цьому результати з більш точними рішеннями. Задача може ставитися і в іншій площині: знайти закон зміни  $\gamma = f(t)$ , щоб отримані при цьому вихідні параметри  $\dot{\Omega}$ ,  $\Omega$ ,  $M$  співпадали б з прийнятими в припущеннях.

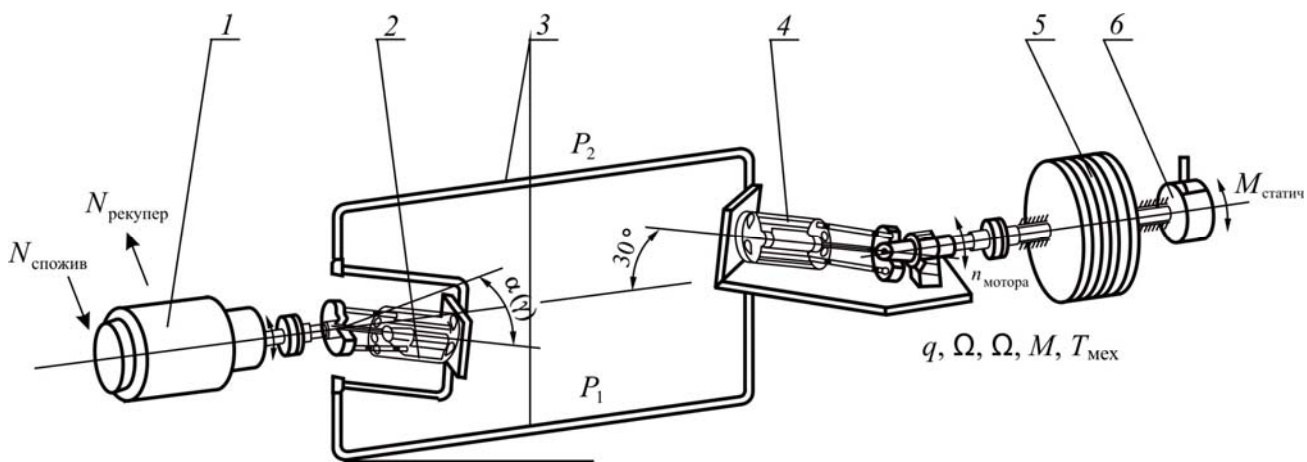


Рис. 2.25. Схема гідростатичного привода механізму пересування крана:

1 – асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором (АО-62-4); 2 – насос регульованої продуктивності (ПД №5); 3 – трубопроводи високого  $P_1$  і низького  $P_2$  тисків; 4 – нерегульований гідромотор (ІІМ №5); 5 – зведені до валу гідромотора махові маси обертових і поступально рухомих частин крана; 6 – гальмо, що імітує момент статичний пересування крана, приведений до валу гідромотору

Така задача принципово може бути розв'язана, проте її технічна реалізація є складною і, ймовірно, потребує певних виправдань для існування.

У системах керування крановими гідроприводами найпростіше реалізуються наступні зміни в часі параметра керування насоса:

– стрибкоподібна зміна:  $\gamma = 0$  при  $t < 0$ ,  $\gamma = \gamma_{уст}$  при  $t \geq 0$ ;

– лінійна зміна:  $\gamma = 0$  при  $t < 0$ ,  $\gamma = k \cdot t_{уст}$  при  $t_{уст} > t > 0$ ,  $\gamma = \gamma_{уст}$  при  $t > t_{уст}$ .

Найпростіше рішення (наявне в літературі [6]), отримуємо при стрибкоподібній зміні параметру  $\gamma$ , що може мати місце при миттєвій зміні продуктивності насоса, однак при цьому втрачається той сенс, заради якого ми пішли на встановлення насоса регульованої продуктивності. Виникають різкі кидки тиску, піки крутних моментів, втрачається здатність створювати малі «посадкові» швидкості і т. д.

Лінійна зміна в часі параметра  $\gamma$  може легко бути здійснена в практиці автоматизованого гідроприводу. За таким законом зміни  $\gamma$  працює досліджуванний гідростатичний привод в промислових і стендових випробуваннях, що було забезпечено відповідною системою керування.

Дослідимо закони зміни  $\Omega$ ,  $M$  при лінійній зміні параметра регулювання  $\gamma$ .

Більш точним будемо вважати таке рішення, яке виходить з найбільш повних уявлень про роботу гідроприводу.

Найповніше поведінка гідростатичного привода описується рівнянням, отриманим в роботі [6]:

$$T_a^2 \cdot \frac{d^3 \varphi}{dt^3} + 2\xi \cdot T_a \cdot \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{d\varphi}{dt} = k_\Omega \cdot \gamma - \frac{M}{F}. \quad (2.26)$$

Розглянемо перехідний процес гідроприводу з урахуванням того, що об'єм рідини у ньому і довжина трубопроводу, що поєднують насос і гідромотор незначні.

У цьому випадку рівняння (2.26) спроститься [24]

$$T_{\text{мех}} \frac{d\Omega}{dt} + \Omega = k_{\Omega} \cdot \gamma - \frac{M}{F}, \quad (2.27)$$

де  $T_{\text{мех}} = I \cdot \frac{k_{\text{д}} \cdot r}{k_{\text{м}}}$  – механічна постійна часу гідроприводу, с;  $I$  – момент інерції

механізму, приведений до валу гідромотора;  $k_{\text{м}} = \frac{q}{2\pi}$ , см<sup>3</sup> – коефіцієнт моменту гідродвигуна, що показує величину моменту, створюваного гідродвигуном на одиницю перепаду тиску;  $q$  – питома продуктивність гідромотора на один оберт, см<sup>3</sup>/об;  $q = \frac{Q}{n}$ ,  $Q$  – теоретична витрата в см<sup>3</sup>;  $n$  – швидкість обертання гідромотора при цьому;  $r$  – сумарні витоки з гідросистеми.

Питома продуктивність за оберт ротора на один радіан запишеться  $q_r = \frac{Q}{\omega}$ , де  $\omega$  – кутова швидкість обертання мотора при витраті  $Q$ .

Коефіцієнт підсилення гідродвигуна являє собою відношення вихідної швидкості вала на холостому ході до вхідної витрати рідини:

$$k_{\text{д}} = \frac{\omega}{Q} = \frac{1}{q_r}.$$

Коефіцієнт підсилення по швидкості  $k_{\Omega} = k_{\text{н}} \cdot k_{\text{д}} \cdot \alpha_{\text{к}}$ , в 1/с, де  $k_{\text{н}} = \frac{Q}{\gamma}$ ,  $\frac{\text{см}^3}{\text{рад} \cdot \text{с}}$  – коефіцієнт підсилення регульованого насоса.

Для гідроприводів, що мають короткі трубопроводи, можна прийняти  $\alpha_{\text{к}} \approx 1$ , а коефіцієнт  $k_{\Omega} = k_{\text{н}} \cdot k_{\text{д}}$ .

Коефіцієнт жорсткості механічної характеристики гідроприводу

$$F = \frac{k_{\text{м}}}{k_{\text{д}} (r_{\text{д}} + r_{\text{н}} + r_{\text{о}})}.$$

Розглянемо процес розгону гідроприводу при лінійному вимірі  $\gamma$ .

На рис. 2.26 наведена зміна в часі параметра і функції  $f(t) = k_{\Omega} \cdot \gamma - \frac{M}{F}$ .

У зв'язку з тим, що нами вивчається гідропривід механізму пересування доцільно припустити  $f(t) = 0$  при  $0 \leq t \leq \tau$ , де  $\tau = \frac{M_{\text{уст}} \cdot t_{\text{уст}}}{F \cdot k_{\Omega} \cdot \gamma_{\text{уст}}}$ .



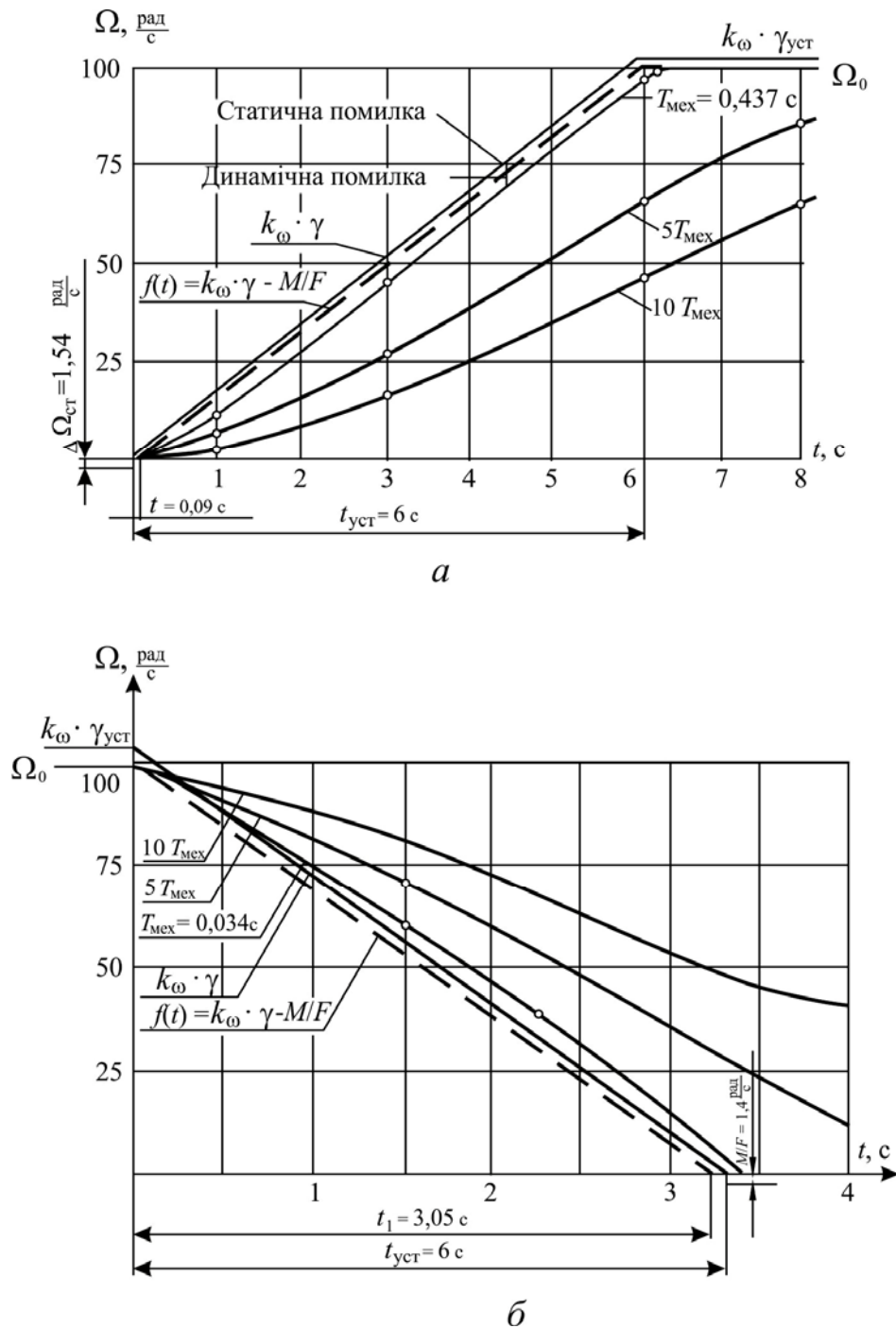


Рис. 2.26. Зміна швидкості обертання гідромотора в період розгону (а) і в період гальмування (б) при лінійній зміні параметра регулювання насоса

Загальне рішення рівняння (2.27) складається з загального рішення однорідно рівняння  $\Omega_0(t)$  і часткового рішення неоднорідного рівняння  $\Omega_1(t)$

$$\Omega(t) = \Omega_0(t) + \Omega_1(t).$$

Загальне рішення однорідного рівняння

$$\Omega_0(t) = \alpha \cdot e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}}.$$

Частинне рішення неоднорідного рівняння візьмемо у вигляді:

$$\Omega_1(t) = \frac{1}{T_{\text{мех}}} \cdot e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \cdot \int_0^t e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \cdot f(t) \cdot dt. \quad (2.28)$$

Оскільки  $\Omega_0 = 0$  (початкова умова), то  $\Omega_0(t) = 0$  і  $\Omega(t) = \Omega_1(t)$ .

У зв'язку з тим, що  $f(t)$  має 3 ділянки:  $0 \leq t \leq \tau$ ;  $\tau \leq t \leq t_{\text{уст}}$ ;  $t_{\text{уст}} < t$  доцільно розглянути поведінку  $\Omega(t)$  на цих ділянках:

1)  $0 \leq t \leq \tau$ . У цей період  $\Omega(t) = 0$ , адже  $f(t) = 0$ . Фізичний сенс цього полягає в тому, що швидкість гідромотора буде рівною нулю до того часу, поки під дією певної величини  $\gamma_{\text{тр}}$  гідромотор не подолає момент статичного опору, тобто  $k_{\Omega} \cdot \gamma_{\text{тр}} - \frac{M}{F}$  стане більше «0»;

2)  $\tau \leq t \leq t_{\text{уст}}$

$$\begin{aligned} \Omega(t) &= \frac{1}{T_{\text{мех}}} \cdot e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \cdot \int_{\tau}^t e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \left\{ \frac{k_{\Omega} \cdot \gamma_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} \cdot t - \frac{M}{F} \right\} dt = \\ &= \frac{1}{T_{\text{мех}}} \cdot e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \left\{ \frac{k_{\Omega} \cdot \gamma_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} \cdot T_{\text{мех}}^2 \cdot e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \left( \frac{t}{T_{\text{мех}}} - 1 \right) - \frac{M}{F} \cdot T_{\text{мех}} \cdot e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \right\} \Bigg|_{\tau}^t = \\ &= \frac{1}{T_{\text{мех}}} \cdot e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \left\{ \frac{k_{\Omega} \cdot \gamma_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} \cdot T_{\text{мех}}^2 \cdot e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \left( \frac{t}{T_{\text{мех}}} - 1 \right) - \frac{M}{F} \cdot T_{\text{мех}} \cdot e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{k_{\Omega} \cdot \gamma_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} \cdot T_{\text{мех}}^2 \cdot e^{\frac{\tau}{T_{\text{мех}}}} \left( \frac{\tau}{T_{\text{мех}}} - 1 \right) + \frac{M}{F} \cdot T_{\text{мех}} \cdot e^{\frac{\tau}{T_{\text{мех}}}} \right\}; \end{aligned} \quad (2.29)$$

3)  $t_{\text{уст}} < t$

$$\begin{aligned} \Omega(t) &= \frac{1}{T_{\text{мех}}} e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \left\{ \int_{\tau}^{t_{\text{уст}}} e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \left( \frac{K\Omega\gamma_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} \cdot t - \frac{M}{F} \right) dt + \right. \\ &\quad \left. + \int_{t_{\text{уст}}}^t e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \left( \frac{K\Omega\gamma_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} \cdot t - \frac{M}{F} \right) dt \right\} = e^{-\frac{t-t_{\text{уст}}}{T_{\text{мех}}}} \cdot \Omega_{\text{уст}} + \Omega_0 \left( 1 - e^{-\frac{t-t_{\text{уст}}}{T_{\text{мех}}}} \right), \end{aligned} \quad (2.30)$$

де  $\Omega_{\text{уст}}$  – значення швидкості, знайдене за формулою (2.28) при  $t = t_{\text{уст}}$ ;

$\Omega_0$  – усталене значення швидкості  $\Omega_0 = K\Omega\gamma_{\text{уст}} - \frac{M}{F}$ .

Розглянемо процес гальмування гідроприводу при лінійній зміні параметра  $\gamma$ :  $\gamma(t) = \gamma_{\text{уст}} \left( 1 - \frac{t}{t_{\text{уст}}} \right)$ .

На рис. 2.26 наведена зміна у часі параметра  $K\Omega\gamma$  й  $f(t) = K\Omega\gamma - \frac{M}{F}$ .

Зменшення  $f(t)$  буде тривати до  $t = \tau_1 = \frac{\left( -\frac{M}{F} + K\Omega\gamma_{\text{уст}} \right) \cdot t_{\text{уст}}}{K\Omega\gamma_{\text{уст}}}$  з тієї причини, що

момент  $M$  не є рушійним, активним (як було б у випадку дослідження механізму підйому вантажу). Момент  $M$  – пасивний, статичний момент опору пересуванню крана. При швидкості пересування, рівній нулю значення  $M = 0$ .

Загальний розв'язок рівняння (2.28) для випадку гальмування за аналогією з розгоном шукаємо у вигляді

$$\Omega(t) = \Omega_0(t) + \Omega_1(t).$$

Зазначимо, що на початку гальмування при  $t = 0$

$$\Omega_{(0)} = \Omega_0 = K\Omega\gamma_{\text{уст}} - \frac{M}{F}.$$

Загальний розв'язок однорідного рівняння:  $\Omega_{(0)}(t) = \Omega_0 \cdot e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}}$ .

Частинний розв'язок неоднорідного рівняння для кожної з ділянок  $0 \leq t \leq \tau_1$  і  $t \geq \tau_1$  буде різним:

1)  $0 \leq t \leq \tau_1$

$$\begin{aligned} \Omega_1(t) &= \frac{1}{T_{\text{мех}}} e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \int_0^t \left\{ K\Omega\gamma_{\text{уст}} \left( 1 - \frac{t}{t_{\text{уст}}} \right) - \frac{M}{F} \right\} e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} dt = \\ &= \frac{1}{T_{\text{мех}}} e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \left\{ \Omega_0 T_{\text{мех}} \left( e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} - 1 \right) - \frac{K\Omega\gamma_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} \cdot T_{\text{мех}}^2 \cdot e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \left( e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} - 1 \right) - \frac{K\Omega\gamma_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} \cdot T_{\text{мех}}^2 \right\} = \\ &= \Omega_0 \left( 1 - e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \right) - \frac{K\Omega\gamma_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} T_{\text{мех}} \left( \frac{t}{T_{\text{мех}}} - 1 \right) - \frac{K\Omega\gamma_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} T_{\text{мех}} \cdot e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}}; \\ \Omega(t) &= \Omega_0 \cdot e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} + \Omega_1(t) = \Omega_0 - \frac{K\Omega\gamma_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} \cdot T_{\text{мех}} \left( \frac{t}{T_{\text{мех}}} - 1 + e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \right); \quad (2.31) \end{aligned}$$

2)  $t \geq \tau_1$

$$\Omega_1(t) = \frac{1}{T_{\text{мех}}} \cdot e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \left( \int_0^{\tau_1} f(t) \cdot e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} dt + \int_{\tau_1}^t f(t) \cdot e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} dt \right).$$

Через те, що  $f(t) = 0$  в межах  $t \geq \tau_1$ , тобто  $\int_{\tau_1}^t f(t) \cdot e^{\frac{t}{T_{\text{мех}}}} dt = 0$ ; тому

$$\begin{aligned} \Omega_1(t) &= e^{-\frac{t-\tau_1}{T_{\text{мех}}}} \Omega_1(\tau_1), \\ \Omega(t) &= e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \left( \Omega_0 + e^{\frac{\tau_1}{T_{\text{мех}}}} \Omega_1(\tau_1) \right). \end{aligned} \quad (2.32)$$

Знайдемо перепад тиску перехідних процесів, що розвиваються в гідравлічному приводі під час перехідних процесів. Рівняння перепаду тиску у гідравлічному приводі у процесі розгону може бути записано

$$P_{\text{д.р}} = \frac{1}{K_M} (I\dot{\Omega} + f\Omega + M),$$

де  $f$  – коефіцієнт в'язкого тертя.

З урахуванням виразу (2.27) можна записати

$$P_{\text{д.р}} = \frac{1}{K_M} \left( I \frac{K_{\Omega}\gamma - \frac{M}{F} - \Omega}{T_{\text{мех}}} + f\Omega + M \right), \quad (2.33)$$

де  $\Omega$  – знайдене раніше значення швидкості гідроприводу у процесі розгону.

Зміну моменту на валу гідродвигуна у процесі розгону можна знайти з виразу

$$M_{\text{г.м.р}} = \frac{1}{\eta_{\text{г.м}}} \left( I \frac{K_{\Omega}\gamma - \frac{M}{F} - \Omega}{T_{\text{мех}}} + f\Omega + M \right). \quad (2.34)$$

У процесі гальмування  $P_{\text{д.т}} = \frac{1}{K_M} (I\dot{\Omega} - f\Omega - M)$ .

З урахуванням виразу (2.27) можна записати

$$P_{д.т} = \frac{1}{K_M} \left( i \frac{K_{\Omega} \gamma - \frac{M}{F} - \Omega}{T_{мех}} - f\Omega - M \right), \quad (2.35)$$

де  $\Omega$  – знайдене раніше значення швидкості гідроприводу у процесі гальмування.

Зміна моменту на валу гідродвигуна у процесі гальмування визначається з виразу

$$M_{г.м.т} = \eta_{г.м} \left( I \frac{K_{\Omega} \gamma - \frac{M}{F} - \Omega}{T_{мех}} - f\Omega - M \right). \quad (2.36)$$

У виразах (2.34) і (2.36)  $\eta_{г.м}$  – механічний ККД гідромотора.

Аналіз виразів (2.34 і 2.36) при підстановці у них значень  $\Omega$  показує, що у загальному випадку максимальна величина моменту на валу гідромотора виникає при  $t = t_{уст}$  й  $t = \tau_1$  відповідно при пуску й гальмуванні.

Це може бути перевірено по зміні знаку похідної від виразів (2.34) і (2.36) у точці  $t = t_{уст}$  ( $t = \tau_1$ ). Графіки функцій  $M_{г.м.р}$  і  $M_{г.м.т}$  при  $t = t_{уст}$  ( $t = \tau_1$ ) мають злам і, отже, звичайним способом (прирівнюванням нулю першої похідної) точки екстремуму не можуть бути знайдені.

На рис. 2.26 наведена зміна у часі швидкості обертання гідродвигуна при розгоні для трьох приводів, що характеризуються величиною механічної постійної часу гідроприводу:  $T_{мех}$ ,  $5T_{мех}$ ,  $10T_{мех}$ .

Величина  $T_{мех} = 0,437$  с, знайдена нами за раніше наведеними виразами, характеризує досліджений у стендових і натурних умовах гідропривод механізму пересування мостового крана, що рухається з номінальною швидкістю й номінальним вантажем 30 т.

Криві зміни швидкості для приводів з постійною часу  $5T_{мех}$  й  $10T_{мех}$  наведені нами для зіставлення.

Характер протікання перехідного процесу може бути оцінений величиною відношення  $\frac{t_{уст}}{T_{мех}}$ . Очевидно, що характер зміни швидкості гідроприводу з постійною часу  $T_{мех}$  був би таким, як і у гідроприводів з постійною часу  $5T_{мех}$ ,  $10T_{мех}$ , якби час зміни параметра регулювання насоса ( $\gamma$ ) –  $t_{уст}$  зменшили у 5 або 10 раз для привода з постійною часу  $T_{мех}$ .

Як видно з рис. 2.26, для досліджуваного привода зміну швидкості у процесі розгону можна приймати лінійною. Перехідний процес можна вважати у першому наближенні закінченим при  $t = t_{уст}$ , тому що у цей період часу величина поточної швидкості  $\Omega$  досягає 96 % від величини усталеної швидкості  $\Omega_0$ . Це тим більше справедливо для режимів  $t_{уст} \geq 6$  с.

Режим  $t_{уст} = 6$  с є граничним як за тиском, що розвивається при цьому, для досліджуваного гідроприводу, так і у зв'язку з тим, що для даного класу кранів нормальним періодом розгону за відомостями ВНДПТМАШ вважається  $t_{розг} = 12-13$  с.

Як показують розрахунки, для гідростатичного привода механізму пересування мостового крана, що характеризується насосами й гідромоторами з максимальним тиском до 16 МПа, часом розгону  $t_{уст}$ , прийнятим на практиці кранобудування, а також величинами відношення  $\frac{t_{уст}}{T_{мех}} \geq 10$ , про динаміку

перехідного процесу (з погляду відхилення поточної швидкості гідроприводу від значення, що задається системою керування) слід говорити лише якщо буде потреба одержання особливо точних результатів, що може бути виправдано у кранах, які працюють в автоматичному режимі за заданою програмою.

В усіх інших випадках використання крана з гідростатичним приводом швидкодія електрогідропривода визначається швидкодією сервопривода системи керування й при лінійній зміні параметра  $\gamma$  від  $0^\circ$  до  $\gamma_{уст}$  за  $t_{уст}$  перехідний процес зміни швидкості можна вважати закінченим за часом  $t_{уст}$  з достатньою для практики точністю.

Як видно з рис. 2.26 усі висловлені вище міркування слушні і для періоду гальмування гідроприводу, тобто перехідний процес для досліджуваного привода, що характеризується величиною  $T_{мех} = 0,034$  с (на початку гальмування) практично закінчується до часу  $t_{уст}$ . Зміна швидкості в часі носить лінійний характер.

На рис. 2.27 наведені графіки зміни крутного моменту на валу гідромотора при розгоні привода для систем, що характеризуються величинами механічної постійної часу  $T_{мех}$  (досліджуваний привід),  $5T_{мех}$  і  $10T_{мех}$  (для порівняння).

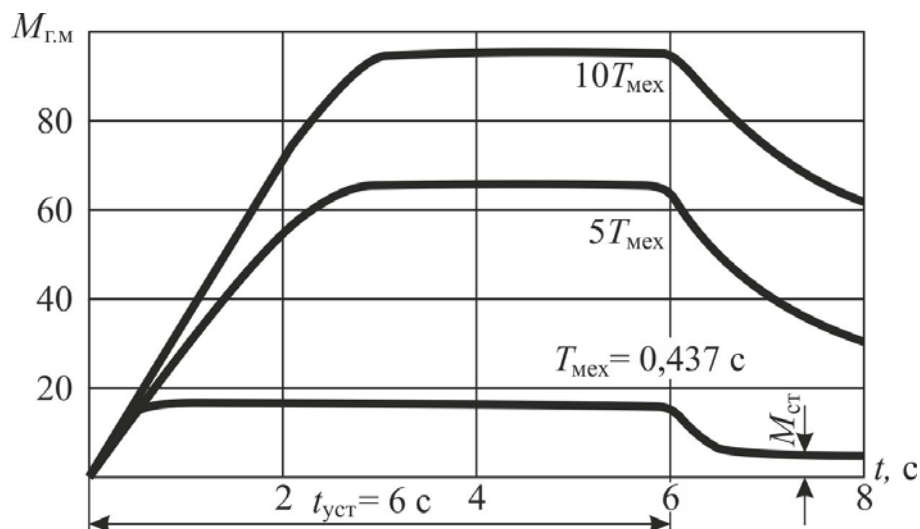


Рис. 2.27. Графіки зміни крутного моменту на валу гідромотора у процесі розгону

На рис. 2.28 наведені аналогічні графіки для процесу гальмування привода.

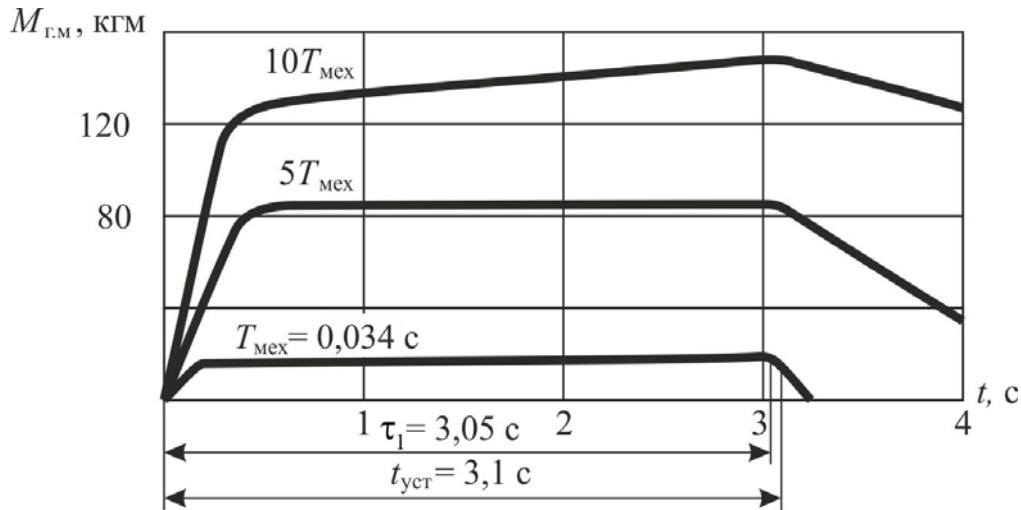


Рис. 2.28. Графіки зміни крутного моменту на валу гідромотора у процесі гальмування

Як видно з графіків на рис. 2.27 і 2.28 перехідні процеси у гідроприводі для досліджуваного привода  $T_{\text{мех}}$  протікають, в основному, при постійній величині крутного моменту на валу гідромотора, а отже, і постійному тиску в системі при лінійній зміні параметра регулювання насоса. Перехідні процеси характеризуються плавним наростанням крутного моменту. При величинах  $T_{\text{мех}}$  значно відмінних від досліджуваного привода ( $5T_{\text{мех}}$  і  $10T_{\text{мех}}$ ) характер наростання й спаду крутного моменту у гідроприводі істотно змінюється. Очевидно, що при розгляді перехідних процесів для механізмів із ще більшою величиною  $T_{\text{мех}}$ , графіки зміни крутного моменту не будуть мати ділянок з постійним  $M_{\text{Г.М.р}}$  і  $M_{\text{Г.М.т}}$ .

Величина крутного моменту буде зростати до періоду  $t = t_{\text{уст}}$ , а потім різко падати, тобто при  $t = t_{\text{уст}}$  ( $t = \tau_1$ ), буде точка зламу у графіках зміни моменту гідродвигуна. Зміну прискорення у процесі розгону привода (на ділянці  $\tau \leq t \leq t_{\text{уст}}$ ) можна знайти шляхом диференціювання виразу (2.28). При цьому отримаємо

$$\dot{\Omega}(t) = \frac{K_{\Omega} \cdot \gamma_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{\tau}{T_{\text{мех}}} - 1 \right) \cdot e^{\frac{\tau-t}{T_{\text{мех}}}} \right] - \frac{1}{T_{\text{мех}}} \cdot \frac{M}{F} \cdot e^{\frac{\tau-t}{T_{\text{мех}}}}. \quad (2.37)$$

Зміна прискорення у процесі гальмування привода на ділянці  $0 \leq t \leq \tau_1$  може бути знайдене диференціюванням виразу (2.31)

$$\dot{\Omega}(t) = -\frac{K_{\Omega} \cdot \gamma_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} \cdot \left( 1 - e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \right) \quad (2.38)$$

Раніше наведеними формулами для обчислення крутного моменту на валу гідромотора у період розгону й гальмування (2.34), (2.36) зручно користуватись, якщо спочатку були отримані поточні значення  $\Omega$ , що входять у вираз для  $M_{\text{Г.М.р}}$  і  $M_{\text{Г.М.т}}$ . Якщо значення  $\Omega$  не були обчислені, то доцільніше користуватися формулами з урахуванням значень прискорень у відповідні періоди.



З урахуванням виразів (2.37) і (2.38) можна отримати

$$M_{\Gamma.M.P} = \frac{1}{\eta_{\Gamma.M}} \left[ I \left\{ \frac{K_{\Omega} \cdot \gamma_{уст}}{t_{уст}} \left[ 1 + \left( \frac{\tau}{T_{мех}} - 1 \right) \cdot e^{\frac{\tau-t}{T_{мех}}} \right] - \frac{1}{T_{мех}} \cdot \frac{M}{F} \cdot e^{\frac{\tau-t}{T_{мех}}} \right\} + f \cdot \Omega + M \right]; (2.39)$$

$$M_{\Gamma.M.T} = \eta_{\Gamma.M} \left[ I \frac{K_{\Omega} \cdot \gamma_{уст}}{t_{уст}} \cdot \left( e^{-\frac{t}{T_{мех}}} - 1 \right) - f \cdot \Omega - M \right]. (2.40)$$

Найбільш цікавими для розрахунків видаються величини максимальних моментів, які розвиваються гідромотором у перехідних процесах, що можуть бути отримані підстановкою у формулу (2.39) значення  $t = t_{уст}$ , а у формулу (2.40) значення  $t = \tau_1 \approx t_{уст}$ . Для кранових приводів можна вважати у цей момент у формулу (2.39)  $\Omega = \Omega_0$ , а у формулу (2.40)  $\Omega = 0$ , що впливає з раніше наведених пояснень і графіків на рис. 2.26 і 2.27. Якщо з міркувань точності прийняті допущення недопустимі, тобто для отримання розв'язку у формулу (2.40) замість  $\Omega$  повинен бути підставлений вираз (2.39), а у формулу (2.40) замість  $\Omega$  – вираз (2.31).

Необхідність у цьому може виникнути при розрахунках перехідних процесів у слідкуючих гідроприводах верстатів, літаків та ін., де час перехідних процесів вимірюється десятими частками секунди, але не у кранових приводах, де він, принаймні, на порядок більше.

При розрахунках перехідних процесів дуже важливо задати системі керування насосів правильний темп зміни продуктивності, тобто величину  $\frac{d\gamma}{dt} \left( \frac{d\alpha}{dt} \right)$ , таким чином, щоб не викликати появи на валу гідромотора крутних моментів більших за бажані. При неправильному виборі темпу зміни продуктивності насоса навантаження у гідроприводі можуть досягти величини, що обмежується лише настройкою запобіжного клапана.

Частина масла, що приходить при цьому через запобіжні клапани, буде викликати інтенсивне нагрівання системи.

Завдання правильного вибору темпу зміни продуктивності насоса може бути сформульовано й так. Знайти величину  $\gamma_{уст}$  до якої можна збільшувати (або зменшувати) продуктивність насоса для того, щоб крутний момент на валу гідромотора не перевищив величину  $M$  при часі протікання перехідного процесу  $t_{уст}$ .

Розв'язок може бути знайдений з виразів (2.39) і (2.40). Для періоду гальмування

$$\gamma_{уст} = \frac{M / \eta_{\Gamma.M} + M_{ст} + f \cdot \Omega}{I \cdot K_{\Omega} \cdot \left( e^{-\frac{\tau_1}{T_{мех}}} - 1 \right)} \cdot \tau_1. (2.41)$$

Для періоду розгону

$$\gamma_{\text{уст}} = \frac{\frac{M \cdot \eta_{\text{Г.М}} - M_{\text{ст}} - f \cdot \Omega}{I} + \frac{1 \cdot M_{\text{ст}}}{T_{\text{мех}} \cdot F} \cdot e^{\frac{\tau - t_{\text{уст}}}{T_{\text{мех}}}}}{K_{\Omega} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{\tau}{T_{\text{мех}}} - 1 \right) \cdot e^{\frac{\tau - t_{\text{уст}}}{T_{\text{мех}}}} \right]} \cdot t_{\text{уст}}. \quad (2.42)$$

Враховуючи реальне співвідношення між  $t$  і  $t_{\text{уст}}$ ,  $T_{\text{мех}}$ ,  $\tau_1$  для кранових приводів зі збереженням достатньої точності формули (2.41) і (2.42) можуть бути суттєво спрощені.

Для періоду розгону

$$\gamma_{\text{уст}} = \frac{M \eta_{\text{Г.М}} - M_{\text{ст}} - f \cdot \Omega}{I \cdot K_{\Omega}} \cdot t_{\text{уст}}. \quad (2.43)$$

Для періоду гальмування

$$\gamma_{\text{уст}} = -\frac{M \eta_{\text{Г.М}} + M_{\text{ст}}}{I \cdot K_{\Omega}} \cdot t_{\text{уст}}. \quad (2.44)$$

З урахуванням виразів (2.27) і (2.32) можна отримати для періоду розгону

$$M_{\text{м.р}} = J \left( \frac{K_{\omega} \gamma - M / F - \omega}{T_{\text{мех}}} \right) + f \omega - M; \quad (2.45)$$

для періоду гальмування

$$M_{\text{м.т}} = J \left( \frac{K_{\omega} \gamma - M / F - \omega}{T_{\text{мех}}} \right) + f \omega + M, \quad (2.46)$$

де значення  $\omega$  потрібно обчислювати для періоду розгону за формулами (2.29) і (2.30), а для періоду гальмування – за формулами (2.31) і (2.32).

На рис. 2.29 на тлі механічних характеристик досліджуваного гідроприводу з об'ємним регулюванням швидкості побудовані за отриманими формулами перехідні процеси розгону і гальмування гідромотора; розгін і гальмування проведені при різній інтенсивності параметра регулювання насоса  $\gamma(\alpha)$ . Як видно, перехідні процеси у гідроприводі при лінійній зміні  $\gamma$  протікають при постійних значеннях крутного моменту на валу гідромотора, без різких ударів, що сприяє зниженню динамічних навантажень у кранових механізмах. Натурні дослідження показали, що при однаковому часі протікання періодів розгону і гальмування динамічні навантаження у гідростатичному приводі пересування мостового крана в 1,4–1,9 рази менше, ніж при роботі з електромеханічним приводом.

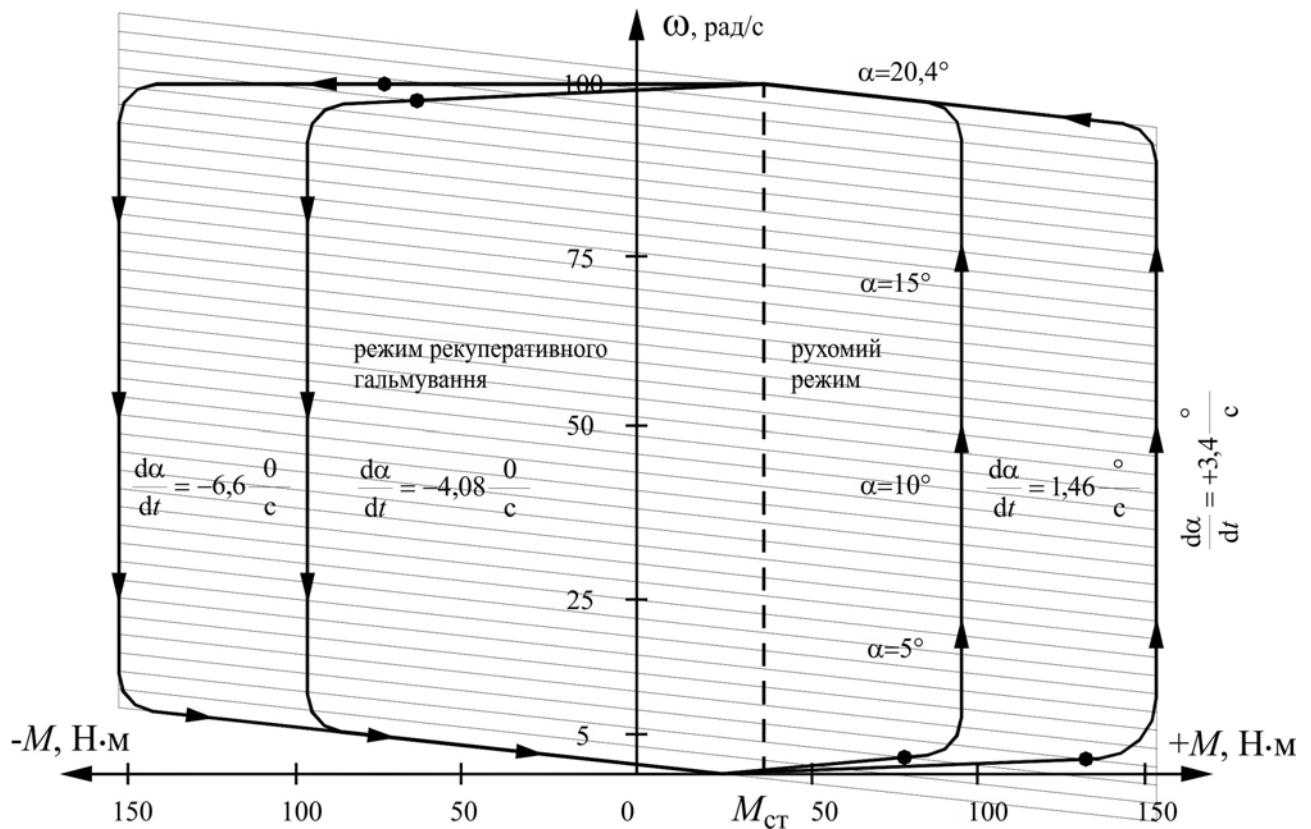


Рис. 2.29. Механічні характеристики і перехідні процеси в рухомому і гальмівному режимах ( $M_{ст}$  – статичний момент на валу гідромотора)

На рис. 2.30 наведені графіки залежності часу розгону і гальмування гідроприводу з  $J = 6,7705 \text{ кгм}^2$  і  $M = 21,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$  (імітація роздільного гідростатичного привода для крана з вантажем 30 т при розташуванні візка у середині прольоту моста) від швидкості керуючого впливу  $d\alpha/dt$  для різних значень  $\omega_{уст}$ , яким відповідає кут  $\alpha$  повороту коліски від  $5^\circ$  до  $30^\circ$ . Графіки показують, що час розгону завжди більший часу гальмування для однакових значень  $\alpha$  і  $d\alpha/dt$ , що оптимальна величина  $d\alpha/dt$ , яка викликає тиск у системі, близька до тиску настройки запобіжних клапанів, для періоду гальмування більше, ніж для періоду розгону, і що, збільшуючи значення  $d\alpha/dt$  понад оптимальне, не можна зменшити час протікання перехідних процесів – він залишається без зміни. Більш того, у двигуновому режимі при розгоні привода до кутової швидкості, яка визначається  $\alpha = 30^\circ$ , при  $d\alpha/dt = 20^\circ/\text{с}$  замість зменшення періоду розгону чи хоча б підтримки часу розгону на рівні, наявному при  $d\alpha/dt = 5^\circ/\text{с}$ , час розгону збільшується в 1,7 рази проти мінімально можливого при оптимальній швидкості зміни продуктивності насоса; це відбувається внаслідок перекидання приводного двигуна.

Звідси випливає, що у розрахунку перехідних процесів дуже важливим є задання системі керування насосів правильного темпу зміни продуктивності, тобто значення  $d\gamma/dt(d\alpha/dt)$ , так, щоб не викликати появи на валу гідромотора крутних моментів більших за бажані тому що у протилежному випадку

навантаження у гідроприводі можуть досягти величин, які обмежуються лише настройкою запобіжного клапана.

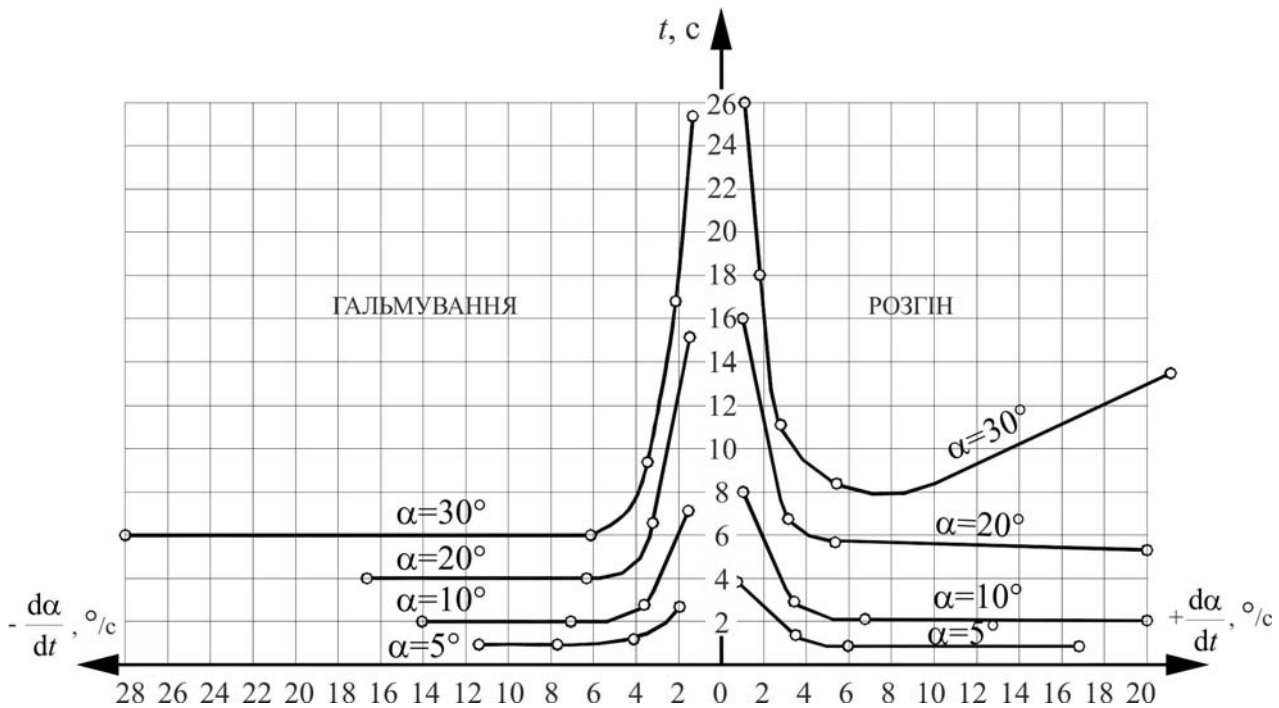


Рис. 2.30. Графіки залежності часу  $t$  розгону та гальмування гідроприводу від швидкості  $d\alpha/dt$  зміни керуючого впливу

Задача вибору темпу продуктивності насоса може бути сформульована і так: знайти значення  $\gamma_{уст}$ , до якого можна збільшувати (чи зменшувати) продуктивність насоса, для того щоб крутний момент на валу гідромотора не перевищив бажаної  $M_m$  величини при часі протікання перехідного процесу  $t_{уст}(t_1)$ . Рішення може бути знайдене з формул (2.29) – (2.32) і (2.46), звідки отримаємо: для періоду розгону

$$\frac{\gamma_{уст}}{t_{уст}} = \frac{\frac{M_m - M - f\omega}{J} + \frac{1}{T_{мех}} \frac{M}{F} e^{\frac{\tau - t_{уст}}{T_{мех}}}}{K_{\omega} \left[ 1 + \left( \frac{\tau}{T_{мех}} - 1 \right) e^{\frac{\tau - t_{уст}}{T_{мех}}} \right]}; \quad (2.47)$$

для періоду гальмування

$$\frac{\gamma_{уст}}{t_{уст}} = \frac{M_m + M + f\omega}{JK_{\omega} \left( e^{\frac{-\tau_1}{T_{мех}}} - 1 \right)}, \quad (2.48)$$

у формулі (2.47) значення  $\omega$  визначається при  $t = t_{\text{уст}}$ , а у формулі (2.48) – при  $t = \tau_1$ .

Розглянемо процеси, що протікають у гідроприводі при гальмуванні.

Припустимо, що гідромотор обертається зі швидкістю  $\omega_{\text{ном}}$ , а насос – зі швидкістю  $\omega_{\text{е.ном}}$ , при цьому потрібно зменшити швидкість обертання гідромотора до  $0,5\omega_{\text{ном}}$ . Для цього зменшимо кут  $\alpha$  відхилення колиски насоса до  $0,5\alpha_{\text{н.ном}}$ . У початковий момент махові маси крана  $J$ , які обертаються зі швидкістю  $\omega_{\text{ном}}$ , будуть зберігати по інерції цю швидкість. Таким чином, продуктивність насоса зменшена у 2 рази, а гідромотор, який приводиться в дію маховими масами, продовжує обертатися зі швидкістю  $\omega_{\text{ном}}$ , пропускаючи наявний об'єм масла. Гідромотор і насос у цьому положенні помінялися місцями: рушійною силою стали махові маси, а гідромотор перетворився у джерело енергії – насос. Допускаючи настройку запобіжних клапанів на досить великий тиск і зневажаючи витоками, можна уявити, що насос з питомою продуктивністю  $0,5q_{\text{н.ном}}$ , для того щоб пропустити вироблений гідромотором наявний об'єм масла, повинен обертатися зі швидкістю  $2\omega_{\text{е.ном}}$ , тобто електродвигун повинен працювати у рекуперативному режимі, обертаячись зі швидкістю  $2\omega_{\text{е.ном}}$ . Таким чином, при зменшенні продуктивності насоса електродвигун рекуперує енергію у мережу; цим здійснюється поглинання енергії обертових мас і знижується швидкість пересування крана без застосування механічного гальма.

Подібні припущення дійсні лише при дуже великому тиску налаштування запобіжних клапанів, миттєвій зміні продуктивності насоса, при дуже великих махових масах, малій величині статичного моменту на валу гідромотора і малій потужності приводного електродвигуна. На практиці зміна питомої продуктивності насоса відбувається плавно і безупинно (у досліджуваному випадку – лінійно у часі), а не стрибками, як було припущено; тиск настройки запобіжних клапанів обмежений (у нашому випадку він складає 16,0 МПа), махові маси також мають обмежену величину.

У реальних умовах, при вірно обраних співвідношеннях між  $q_{\text{н.ном}}$  і потужністю електродвигуна, подвоєння швидкості обертання електродвигуна, при умовах якщо він продовжує залишатися підключеним до мережі, не відбувається, тому що крутний момент, який підводиться до електродвигуна від насоса, обмежений  $\Delta P_k$  тиском налаштування запобіжних клапанів:

$$M_{\text{н.мах}} = 0,00159 \Delta P_k q_{\text{н.ном}} \eta_{\text{г.мех.н}}, \quad (2.49)$$

де  $\eta_{\text{г.мех.н}}$  – гідромеханічний ККД насоса.

У нашому випадку  $M_{\text{н.мах}} = 156 \text{ Н}\cdot\text{м}$  і підрахунки показують, що така його величина не може викликати “перекидання” двигуна АО-62-4 у генераторному режимі (для чого необхідний момент близько 310 Н·м). Однак, якби у ролі приводного використовувався електродвигун менший, наприклад удвічі, за потужністю, чи, залишивши незмінною потужність приводного електродвигуна, застосували б насос удвічі більшої продуктивності, то таке перекидання

електродвигуна могло б відбутися. Це явище вкрай небажане, особливо для насоса, тому що внаслідок різкого зростання швидкості обертання електродвигуна може відбутися поломка механічної частини насоса.

У режимі аварійного гальмування (гальмування крана, що рухався з номінальною швидкістю, у випадку припинення подачі напруги до електродвигуна) при використанні механічних (пружинних) нульвстановлювачів, які різко виводять колиску насоса у нульове положення, навіть правильно обране співвідношення між питомою продуктивністю насоса і потужністю електродвигуна не запобігає надмірному зростанню швидкості обертання електродвигуна і насоса. При цьому крутний момент, який підводиться до електродвигуна з боку насоса не зустрічаючи майже ніякого опору, крім тертя у підшипниках, здатен збільшувати швидкість обертання електродвигуна у 2–3 рази проти номінальної (рис. 2.31). Дослідження показали, що значення максимальної швидкості обертання електродвигуна  $\omega_{e.max}$  у процесі аварійного гальмування гідроприводу може бути знайдене у першому наближенні з виразу

$$M_{сер} t_1 = J_1 (\omega_{e.max} - \omega_e), \quad (2.50)$$

де  $M_{сер}$  – середня величина надлишкового моменту, що діє на ротор електродвигуна з боку насоса в процесі гальмування (при лінійній зміні параметра регулювання насоса  $M_{сер} = \frac{1}{2} M_{н.max}$ );  $J_1$  – момент інерції роторів електродвигуна, насоса і поєднувальної муфти;  $t_1$  – час, за який продуктивність насоса змінюється від номінальної величини до нуля;  $\omega_e$  – номінальна швидкість обертання електродвигуна.

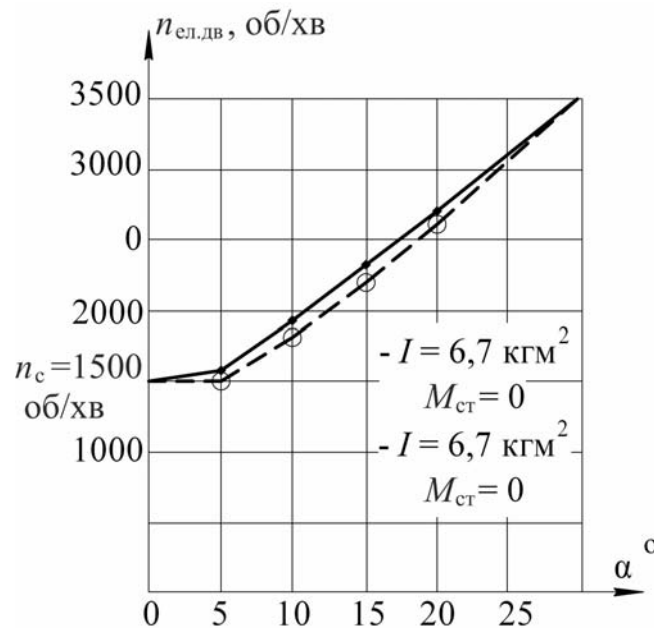


Рис. 2.31. Результати дослідження аварійного гальмування (відключення електроенергії від електродвигунів) при стендових експериментальних дослідженнях гідростатичного приводу

Стосовно до розглянутого гідроприводу підвищення швидкості має шпильастий характер, продовжується при використанні нульустановлювача 0,5–1 с і поломок не викликає. Варто зазначити, що зневага розрахунком на можливе аварійне гальмування, а також спроба обійтися без запобіжних пристроїв у конструкції системи дистанційного керування можуть призвести до дуже серйозних наслідків аж до виходу з ладу насоса й електродвигуна.

Для визначення встановленої потужності приводного електродвигуна й енергетичних витрат цікавим є визначення зміни у часі величини спожитої і рекуперованої у мережу потужності. Потужність, споживана з мережі при розгоні

$$P_1(t) = \frac{M_{\text{м.р}} \omega_{\text{м.р}}}{\eta_{\text{заг}} \eta_{\text{е}}}, \quad (2.51)$$

де  $\eta_{\text{заг}}$  – загальний ККД гідроприводу;  $\eta_{\text{е}}$  – ККД електродвигуна; значення  $\omega_{\text{м.р}}$  визначається формулою (2.29).

Потужність, рекуперована у мережу при гальмуванні,

$$P_2(t) = M_{\text{м.т}} \omega_{\text{м.т}} \eta_{\text{заг}} \eta_{\text{е.г}}, \quad (2.52)$$

де  $\omega_{\text{м.т}}$  визначається формулою (2.31);  $\eta_{\text{е.г}}$  – ККД електродвигуна у генераторному режимі.

Рекуперативний режим роботи електродвигуна гідростатичного привода механізму пересування може виникнути лише під час перехідного процесу при зменшенні параметра регулювання, на відміну від гідростатичного привода механізму підйому вантажу, де під час опускання вантажу може виникнути генераторний режим при  $q_{\text{н}} = \text{const}$ .

Як видно з виразів (2.51) і (2.52), значення  $P_1(t)$  і  $P_2(t)$  лінійно залежать від швидкості обертання гідромотора. З формул (2.45), (2.46) випливає, що перехідні процеси при лінійній зміні продуктивності насоса протікають при постійній величині крутного моменту на валу гідромотора. Підстановкою реальних значень параметрів гідроприводу у вирази (2.29) і (2.31) нескладно переконатися у тому, що при лінійній зміні продуктивності насоса швидкість гідромотора змінюється також лінійно у часі і майже синхронно (наявне несуттєве відставання) зі зміною продуктивності насоса. Отже, величини  $P_1(t)$  і  $P_2(t)$  майже лінійно змінюються у часі (деяку нелінійність вносить наявність  $\eta_{\text{заг}}$  і  $\eta_{\text{е}}$ ). Це підтверджено осцилографуванням перехідних процесів у реальному гідроприводі. На рис. 2.32 наведені дослідні графіки залежності спожитої і рекуперованої потужності від моменту на валу гідромотора у режимі руху і гальмівному режимі і від швидкості зміни параметра регулювання насоса.



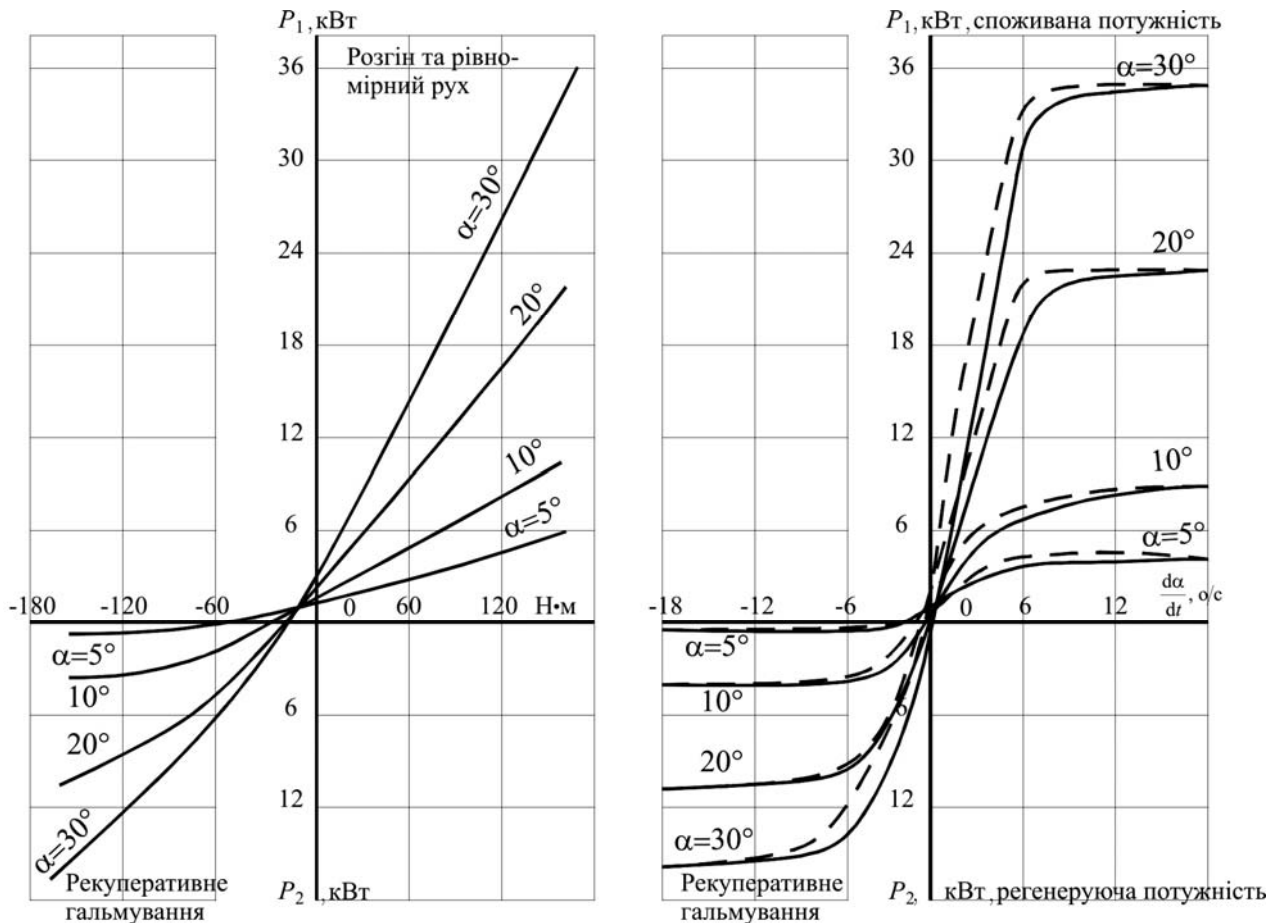


Рис. 2.32. Графіки залежності споживаної  $P_1$  і рекуперованої  $P_2$  потужностей:  
 а – від моменту  $M$  на валу гідромотора; б – від швидкості  $d\alpha/dt$  зміни керуючого впливу  
 (суцільні криві при  $M = 0$ , штрихові – при  $M = 2,17$  кгс м)

Як видно, споживана потужність лінійно залежить від навантаження гідромотора; рекуперована потужність знаходиться в більш складній залежності від крутного моменту на валу гідромотора (за рахунок більшого  $\eta_{\text{заг}}$ , впливу  $\eta_{\text{е.г}}$ ), однак з ростом продуктивності насоса ця залежність наближається до лінійної. При визначеній швидкості зміни продуктивності насоса настає «насичення», тобто підвищення швидкості керуючого впливу не веде до збільшення споживаної чи рекуперованої потужності; це свідчить про спрацьовування запобіжних клапанів. З графіків випливає, що при однаковій інтенсивності зміни параметра регулювання велика потужність споживається при сполученні інерційного і статичного навантажень, а велика потужність рекуперується при чисто інерційному навантаженні: систему можна розігнати до номінальної швидкості при споживаній потужності  $P_1 = 7,5$  кВт, тоді як при швидкому гальмуванні потужність рекуперації досягає  $P_2 = 17,4$  кВт. Для запису споживаної і рекуперованої потужності застосували трифазні вимірювальні перетворювачі потужності П004.

Явище рекуперації було застосовано для регулювання гальмування мостового крану без застосування механічних гальм. Це дозволило обійти-ся без громіздкого масляного бака і спеціальної системи охолодження масла. Як

показали експерименти, досліджуваний привод при цьому не має потреби у додатковому охолодженні масла навіть при експлуатації у дуже важкому режимі (ПВ = 60 %).

Дослідження явищ, що супроводжують режим аварійного гальмування, дозволили прийняти ряд конструктивних заходів, що виключають неприпустиме підвищення швидкості електродвигуна і насоса у цьому режимі. До таких мір відноситься створення електронної системи дистанційного керування приводами і введення у систему спеціальних пружинних нульустановлювачів валиків дистанційного керування насосами. Пружинні нульустановлювачі при аварійному гальмуванні зменшують продуктивність насосів до нуля настільки швидко (0,5–1,0 с), що швидкість обертання електродвигуна і насоса не встигає зрости до величини, що загрожує їхній механічній міцності.

Підрахунки витрат енергії на здійснення однакового циклу роботи і величину встановленої потужності приводного електродвигуна дозволяють зробити висновок, що при роботі за трикутною тахограмою на оптимальних режимах розгону і гальмування витрати енергії у гідростатичному приводі, який застосовується на мостових кранах вантажопідйомністю 30/5 т, у 3,1 рази, а встановлювана потужність – у 2,2 рази менше ніж в електромеханічному приводі.

На основі вивчення розрахункових і експериментальних даних була розроблена система автоматичного дистанційного керування, яка забезпечує лінійну зміну в часі продуктивності насоса, що дало змогу зменшити динамічні навантаження у валопроводах механізму пересування мостового крана з гідроприводом у 1,4–1,9 рази у порівнянні з навантаженнями від електромеханічного приводу.

*Електродвигун гідростатичного привода слід перевіряти додатково на перекидання, у генераторному режимі роботи, на підвищення швидкості обертання електродвигуна у період аварійного гальмування, а також на припустиме число включень за годину.*

*Дослідження показали, що встановлена потужність електродвигуна гідростатичного привода при експлуатації на інтенсивних режимах розгону й гальмування й напруженнях по ПВ менше, ніж у електромеханічного привода. При легких і середніх режимах роботи є незначні переваги по встановленій потужності у електромеханічного привода за рахунок низької перевантажувальної здатності загальнопромислових електродвигунів.*

*На підставі наведеного дослідження можна стверджувати, що гідростатичний привод має значні переваги перед електромеханічним по витратам енергії на здійснення циклу роботи при однакових зовнішніх навантаженнях і тахограмах. При напружених режимах експлуатації по ПВ переваги гідростатичного привода по витраті енергії зростають у зв'язку з різким зменшенням ККД електродвигуна електромеханічного приводу. Зменшення ККД відбувається через значну невідповідність між встановленою потужністю електродвигуна й потужністю, обраною за умовами нагрівання або перекидання, що*

викликане потребою встановлення двигунів підвищеної потужності при більших ПВ;

Для кранового гідростатичного привода можна вважати, що швидкість обертання гідромотора у перехідних процесах змінюється лінійно при лінійній зміні параметра регулювання насоса. Дослідження показують, що перехідний процес закінчується майже одночасно із закінченням зміни продуктивності насоса, якщо під час перехідного процесу не було травлення запобіжного клапана;

Для практичних розрахунків, як показували дослідження, можна вважати, що перехідні процеси протікають при постійному тиску, прискоренні і крутному моменті при лінійній зміні параметра регулювання насоса.

## 2.5. Системи керування об'ємним гідроприводом

Повністю розкрити можливості гідростатичних передач (велика глибина регулювання швидкості, зниження до мінімуму динамічних навантажень, зменшення енергетичних витрат здатен лише гідропривод з об'ємним регулюванням швидкості. Подальший аналіз стосуватиметься приводів, оснащених регульованими насосами і нерегульованими гідромоторами. Це зумовлено тим, що у більшості випадків у вантажопідйомних машинах момент опору пересуванню, повороту, підйому вантажу крана є постійним.

У досліджуваних конструкціях роздільного гідроприводу необхідно управляти двома насосами одночасно з одного пульта.

На додаток до вище вказаних вимог необхідно:

- забезпечити синхронний рух обох сторін мостового крана;
- гарантувати стійку роботу системи керування і прийнятний час аварійного гальмування при припиненні подачі електроживлення.

У процесі роботи були створені «в металі» і апробовані наступні системи керування:

- часова система (керування за часом включення без зворотних зв'язків);
- часова система зі зворотним зв'язком за продуктивністю насосів;
- релейна система;
- електронна система;
- система з гасінням коливань вантажу, бесперекосним рухом крана і стабілізацією напруги у валопроводах і металоконструкції крана.

Перед початком роботи по створенню систем керування для обох приводів були зняті швидкісні характеристики  $n = f(\alpha)$ , де  $n$  – швидкість обертання гідромотора, об/хв;  $\alpha$  – кут повороту валка дистанційного керування продуктивністю насоса – зміна в межах  $\pm 30^\circ$ .

Випробування показали, що в широкому діапазоні кутів  $\alpha$  (при однакових  $\alpha$ ) швидкості гідромоторів обох приводів не співпадають. Різниця доходить до 100 об/хв. Це пояснюється відхиленнями технології при виготовленні двох комплектів «насос-гідромотор».

Отже, для одержання однакових швидкостей обертання гідромоторів необхідно валки керування повертати на різні кути  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ . Різниця між  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  не постійна. Це вимагає введення компенсуючих елементів (легал).

### 2.5.1. Часова система керування

Назву "часової" система керування отримала тому, що швидкість пересування крана при використанні такої системи прямо пропорційна тривалості часу включення системи.

На рис. 2.33 наведена електрична схема дистанційного регулювання з керуванням швидкістю крана за тривалістю часу включення.

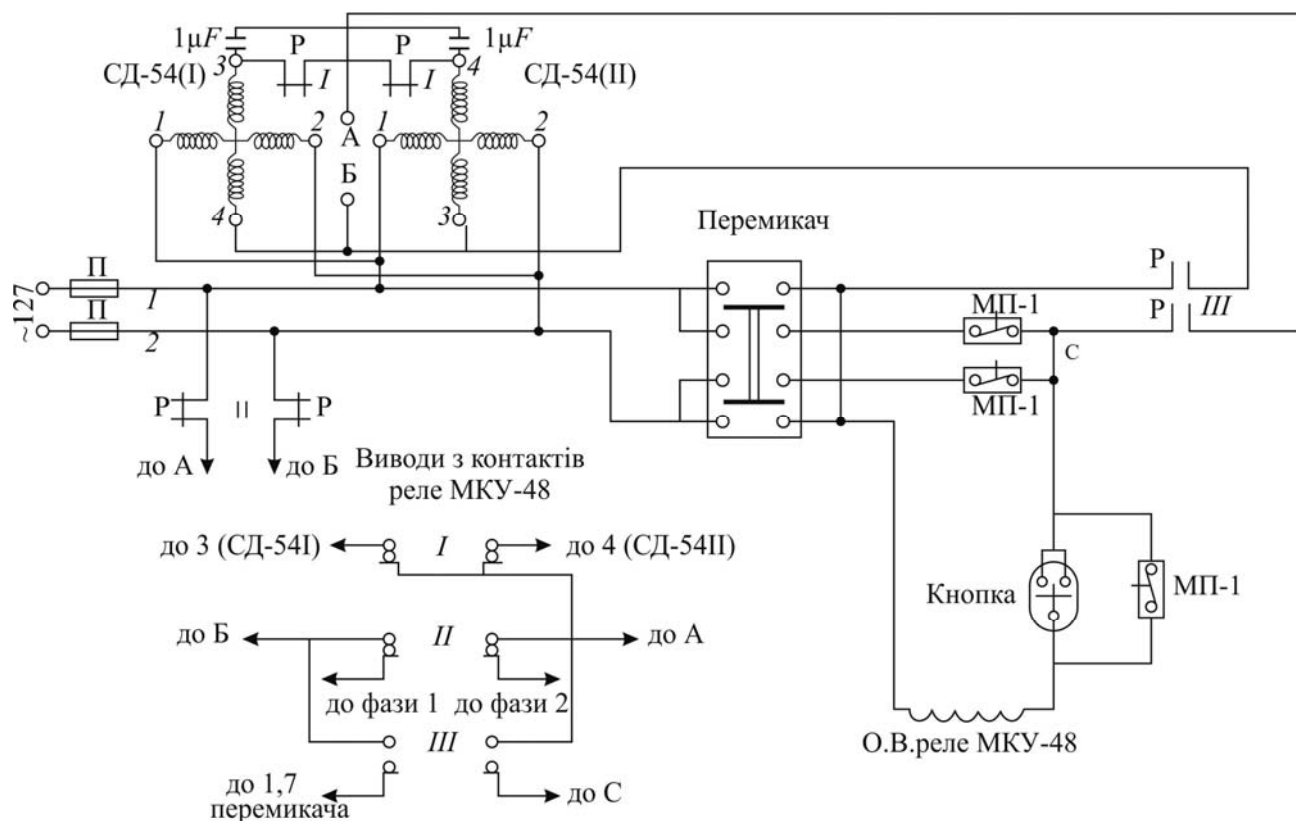


Рис. 2.33. Електрична схема дистанційного керування швидкістю гідроприводів за часом вмикання

Детальний опис роботи часової системи керування зроблено в роботі.

Обираючи синхронні двигуни СД-54 в якості регуляторів продуктивності насосів, ми виходили з того, що обидва ці двигуни повинні були мати фіксовану швидкість обертання. Співпадіння усталених швидкостей обертання, перевірене нами, було виключно великим.

Оскільки обидва двигуни мають фіксовану однакову швидкість обертання, то вони за однаковий час повернуть через систему шестерень кожен свій валок дистанційного керування насосом на однаковий кут. Якби це було так, то можна було б думати про введення у систему компенсатора, що повністю урівноважує швидкості обертання гідромоторів – у відповідності з отриманими швидкісними характеристиками гідроприводів.

Електродвигуни СД-54 кріпляться до спеціальних кронштейнів, встановлених безпосередньо на насосах ПД №5. На вихідний вал електродвигунів насаджуються шестірні ( $z = 17$ ), що мають зчеплення із зубчастим колесом ( $z = 160$ ), встановленим на валку дистанційного керування продуктивністю насосів. Зубчасте колесо несе на собі кулачок, що впливає на мікроперемикачі МП-1.

Електрична схема задовольняє умовам, які можуть мати місце при пуску, розгоні, руху з номінальною або проміжною швидкістю, гальмуванні й реверсуванні гідростатичного привода механізму пересування мостового крана.

Наведена схема задовольняє таким вимогам аварійного гальмування, наприклад, при наїзді моста на перепону, коли спрацьовують шляхові кінцеві вимикачі механізму пересування.

У цьому випадку приводні електродвигуни насосів, а також електрична схема керування продуктивністю насосів втрачає живлення.

Для екстреного аварійного гальмування виготовлений спеціальний механічний нульвстановлювач, конструкція якого наведена на рис. 2.34. Нульвстановлювач вбудований у зубчасте колесо ( $z = 160$ ), позиція 1 передає обертання на валок дистанційного керування через втулку 2. Власне нульвстановлювач складається із двох скоб 7, стягнутих пружиною 8. До юстировочного диска 4 прикріплений штифт 5. Аналогічний штифт 6 кріпиться до корпусу насоса. Скоби 7 сидять по ковзаючій посадці на осі 3, запресованій у втулку 2.

На рис. 2.34 показано нейтральне положення усіх елементів нульвстановлювача, коли продуктивність насоса дорівнює нулю.

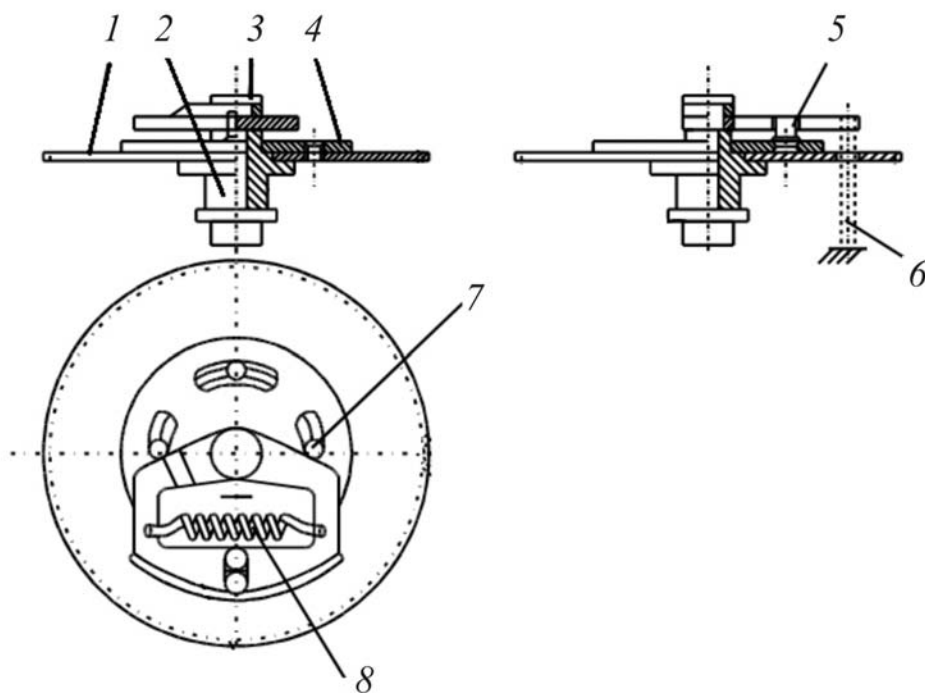


Рис. 2.34. Нульвстановлювач

Якщо продуктивність насоса відрізняється від нульової, то під дією зубчатого колеса 1 через штифт 5 рух передається одному з важелів 7 (залежно від обраного напрямку пересування крана), у той час як інший важіль 7 залишається на місці, притиснутий до штифта 6. Пружина 8 при цьому розтягується. Коли електрична схема керування втрачає напругу, то під дією пружин 8 уся система швидко (за 1–2 с – залежно від жорсткості пружини) приводиться у вихідне положення. Гідропривод при цьому різко гальмується до нульової швидкості. Нульвстановлювач виводить валок дистанційного керування у нульове положення, при цьому електродвигуни СД-54 не виявляють протидії, тому що вони позбавлені живлення. Валки електродвигунів СД-54 лише відпрацьовують під дією зубчастого колеса ( $z = 160$ ) деякий кут, що відповідає швидкості пересування крана, з якою він рухався до спрацювання шляхового кінцевого вимикача.

Гідростатична схема механізму пересування складається із двох однакових, гідравлічно не пов'язаних між собою схем. На рис. 2.35 зображено одну з них.

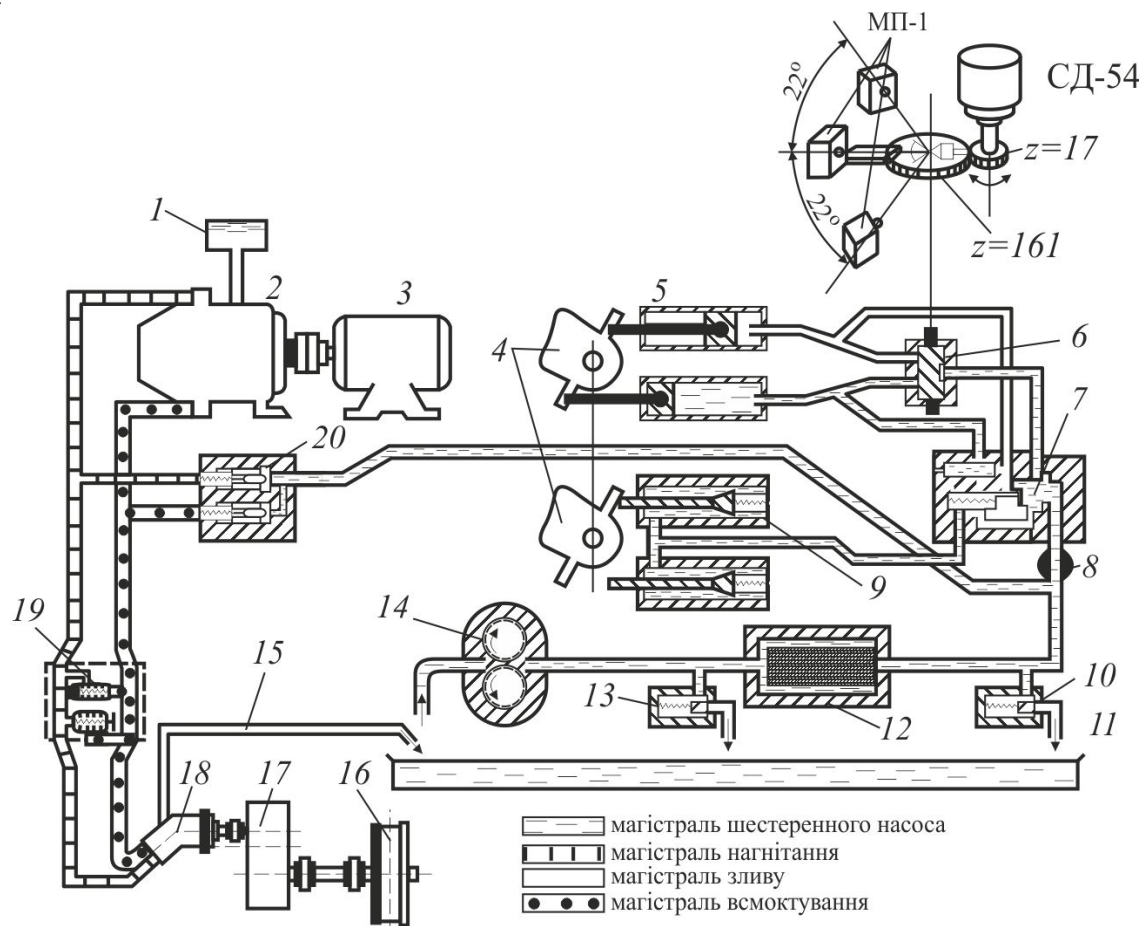


Рис. 2.35. Гідравлічна схема привода пересування з установкою пристроїв для дистанційного керування швидкістю гідроприводів по часу включення

Гідропривод працює за замкненою схемою циркуляції робочої рідини.

Треба відзначити, що час розгону крана можна при необхідності збільшити або зменшити вибором електродвигунів СД-54 з відповідною редукцією.

Лабораторні випробування дозволили об'єктивно оцінити переваги й недоліки описаної схеми керування.

Переваги:

- простота й легкість конструкції;
- одержання мінімальних динамічних навантажень при розгоні й гальмуванні привода, тому що за рахунок сталості швидкості обертання електродвигунів СД-54 ми одержуємо розгін гідроприводу з суворо постійним бажаним прискоренням;
- можливість автоматизації керування процесом розгону рівномірного руху й гальмування;
- можливість роботи гідроприводу на будь-якій проміжній механічній характеристиці, можливість одержання великої глибини й плавності регулювання.

Ця перевага може бути реальною, однак, при досить великому часі протікання перехідних процесів (3–4 с і більше) і гарній реакції машиніста. При меншому часі пуску й гальмування привода можливості одержання великої глибини й плавності регулювання обмежуються реакцією машиніста. Для механізмів пересування мостових кранів ця перевага має силу, тому що час розгону, залежно від вантажопідйомності крана, становить 4–17 с.

Недоліки:

- відсутність звички у машиністів кранів до керування швидкістю пересування крана за часом ввімкнення. Більш зручним і звичним є керування швидкістю за положенням керуючого важеля.

Цей недолік можна трохи згладити установленням тахометра, що показує швидкість пересування крана.

- виконання операцій по пересуванню крана з вантажем і без вантажу з постійними прискореннями. У той час, як для інтенсифікації процесу кран без вантажу можна було б розганяти й гальмувати з більшими прискореннями.

- схильність системи до розсинхронізації відпрацьованих кутів: через 5–10 пусків і гальмувань системи керування спостерігається, що електричні двигуни СД-54 відпрацьовали різні кути повороту при абсолютно однаковій усталеній швидкості їх обертання й однакових передаточних числах від СД-54 до валка дистанційного керування насосом.

Єдине пояснення, яке можна дати цьому явищу, це те, що двигуни СД-54 виходять на синхронний режим обертання за різний час кожен через можливу відмінність у моментах інерції, у статичному опорі обертанню.

Хоча ця помилка по пройденому шляху незначна, але вона може накопичуватися.

Боротися із цим явищем можна шляхом відключення системи керування від мережі щораз після здійснення циклу переміщення для того, щоб синхронізувати по положенню (в «0» положенні) валка дистанційного керування обох насосів за допомогою пружинних нульвстановлювачів.

В основному через схильність системи до розсинхронізації за відпрацьованим кутом подальші зусилля були спрямовані на створення схеми керу-



вання із зворотним зв'язком за кутом, що відпрацьовується обома електродвигунами СД-54 (або РД-09).

Незважаючи на недоліки, що не дозволяють з викладених причин застосовувати цю схему керування двома роздільними гідростатичними приводами, все ж таки вона може знайти застосування для керування одиничними гідростатичними приводами – такими, як центральний гідростатичний привод пересування моста, привод пересування візка, приводи підйому і повороту. На приводі повороту така система керування вже знайшла застосування [25].

### 2.5.2. Система керування зі зворотним зв'язком за продуктивністю насосів

Часова система керування зі зворотним зв'язком при збереженні усіх переваг чисто часової системи керування усуває найсуттєвіший її недолік – схильність до розсинхронізації відпрацьованих кутів повороту.

Одна з можливих схем такого дистанційного керування наведена на рис. 2.36. В якості виконавчих прийняті електродвигуни (серводвигуни) РД-09 з редукцією 1/268; на схемі позначені як Д1 і Д2. Докладний опис роботи системи керування зроблений нами у роботі [26].

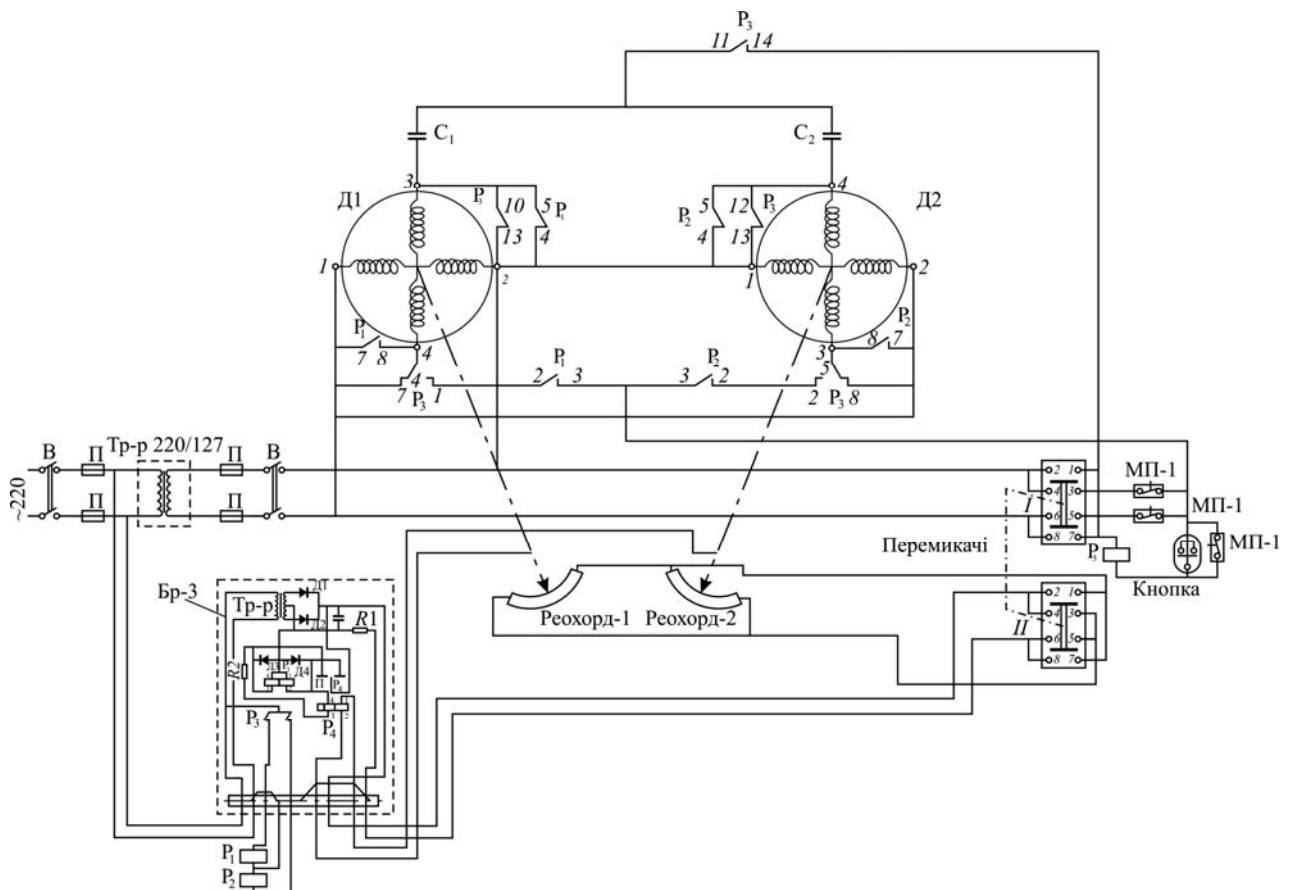


Рис. 2.36. Електрична схема часової системи керування зі зворотним зв'язком за продуктивністю насоса

Принцип дії електросистеми керування ґрунтується на порівнянні кутів поворотів валків дистанційного керування продуктивністю насосів за допомо-

гою двох каліброваних реоходів. Неузгодження реохордних датчиків викликає спрацювання чутливого поляризованого реле, потім спрацьовує одне з виконавчих реле і зупиняє двигун, що випередив інший. Відставший двигун допрацьовує кут помилки, виконавче реле розмикається, зупинений двигун знову включається у роботу. Практично в будь-який момент часу двигуни повертають валок дистанційного керування продуктивністю обох насосів на однаковий кут (внаслідок швидкодії поляризованого та виконавчих реле), а, отже, обидва гідромотора на виході мають приблизно однакову швидкість обертання (без урахування фактичних швидкісних характеристик гідроприводів).

Таким, чином, у процесі спільної зміни продуктивності один насос слідує за іншим (за допомогою реохорда зворотного зв'язку) і вони весь час підлаштовуються один до одного таким чином, щоб у кожен момент часу продуктивність обох насосів була однаковою.

Експериментальні дослідження, проведені у стендових умовах показали високу надійність і достатню точність описаної системи керування насосами. Максимальна похибка системи – 4–5 %, тобто при швидкості одного з гідромоторів в 1000 об/хв на холостому ході, інший буде розвивати 950 об/хв, якщо гідромотори не будуть пов'язані між собою металоконструкцією моста. Повної синхронізації без компенсуючих пристроїв досягти складно, тому на помилки системи керування (точність реохорду, чутливість поляризованого реле – їх помилка складає 2 %) накладаються помилки у виготовленні насосів, гідромоторів і електродвигунів, нееквівалентність двох насосів, двох гідромоторів і двох електродвигунів однакових марок і типорозмірів, і тим більше поєднання цих трьох машин.

Однак, така точність може бути достатньою для практичної мети.

При цьому, щоправда, один з гідромоторів повинен розвинути додатковий зрівняльний момент, обумовлений різницею швидкостей обох приводів, а металоконструкція моста буде сприймати додаткове зусилля перекосу. Однак, для мостових кранів, що мають велику жорсткість у плані, ця обставина не може мати вирішального значення. Важливо те, що при такій системі керування максимальна похибка у вихідних швидкостях обмежена цілком прийнятною величиною.

Якщо з якихось причин максимальний розкид вихідних швидкостей все ж не влаштовує, то схема дозволяє введенням компенсуючих елементів звести його до нуля.

До таких елементів, компенсуючих розбіжність швидкісних характеристик обох гідроприводів можна віднести лекала або реохорди зворотного зв'язку, виконані зі змінним питомим опором (на відміну від розглянутих у схемі, у яких постійний питомий опір, тобто реохорди лінійні). Методи виконання нелінійних реохорд широко відомі в електротехніці. Впровадження лекал або нелінійних реохорд, профіль або нелінійність яких виконані з урахуванням відхилень у фактичних швидкісних характеристиках приводів, забезпечать з будь-якою (аж до абсолютної) точністю збіг вихідних швидкостей гідроприводів.

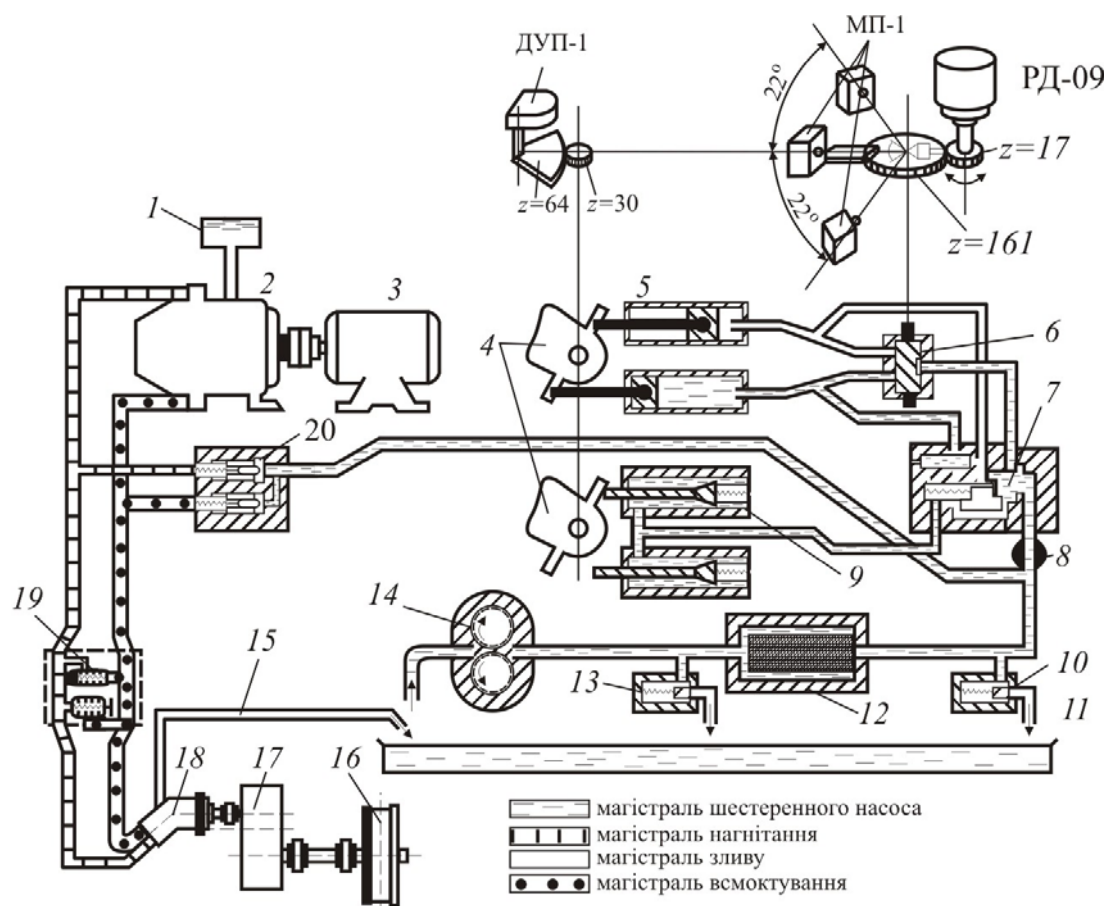


Рис. 2.37. Гідравлічна схема привода із встановленням елементів часової системи керування із зворотним зв'язком за продуктивністю

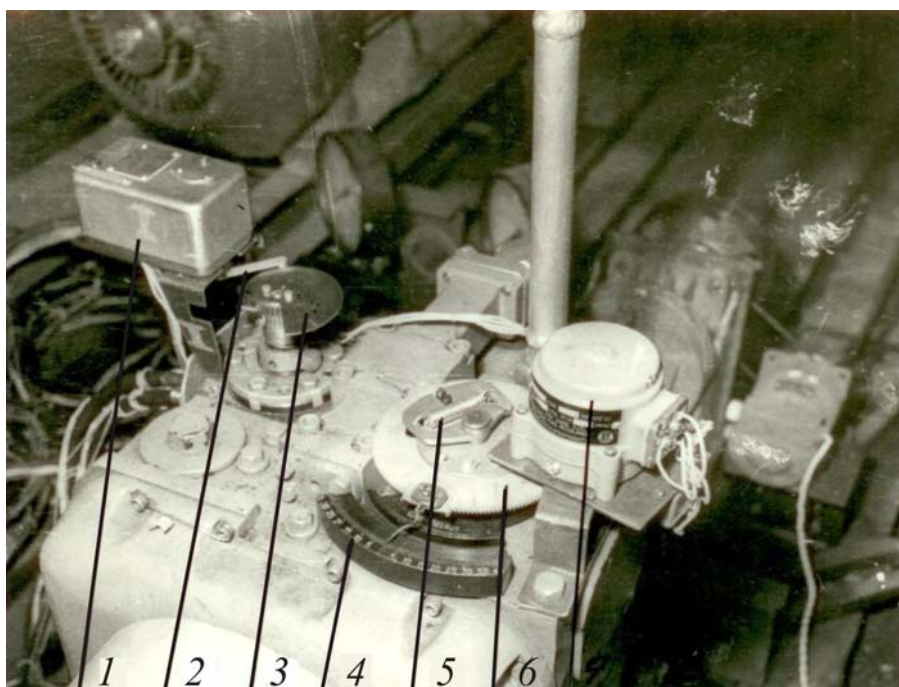


Рис. 2.38. Розташування на насосі елементів часової системи керування зі зворотним зв'язком за продуктивністю:

1 – реохорд ДУП-1; 2 – насос ПД №5; 3 – зубчате колесо валка дистанційного керування;  
4 – пружинний нуль установник; 5 – мікроперемикачі МП-1; 6 – серводвигун РД-09

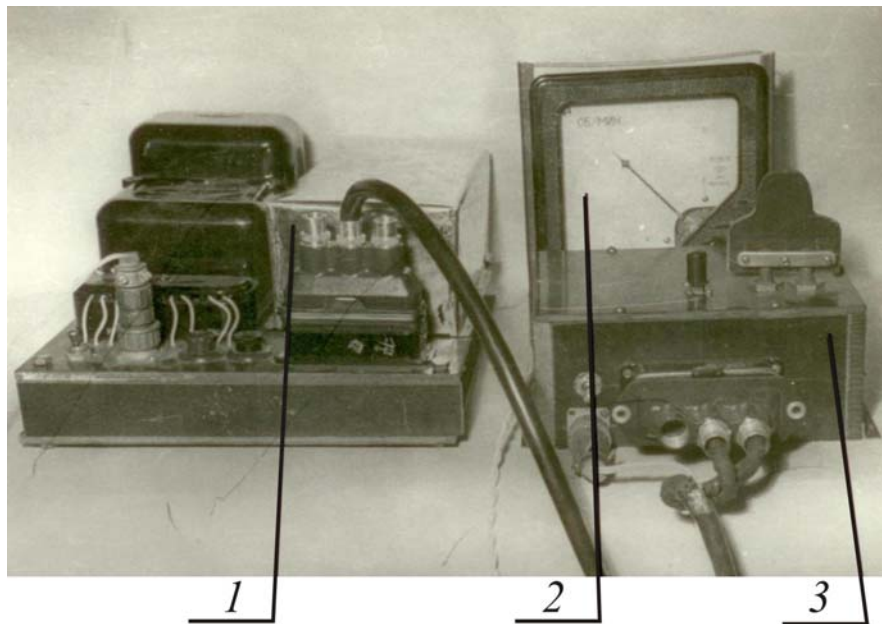


Рис. 2.39. Вузли порівняння, контролю й керування швидкістю часової системи керування із зворотним зв'язком за продуктивністю насосів:

1 – блок порівняння кутів повороту; 2 – вузол контролю швидкості пересування; 3 – вузол керування швидкістю й напрямком пересування

Переваги у описаній системі такі самі, що й у чисто часової системи керування, а з недоліків випав пункт, що стосується схильності системи до розсинхронізації відпрацьованих кутів.

Гідравлічна схема наведена на рис. 2.37. Для наочності на рис. 2.38 наведено розташування на насосі елементів часової системи керування зі зворотним зв'язком за продуктивністю, а на рис. 2.39 – вузли порівняння, контролю та керування швидкістю цієї системи.

### 2.5.3. Релейна слідкуюча система

Релейна слідкуюча система призначена для усунення недоліку часових систем, що стосується деякої незвичності керування швидкістю пересування крана за часом включення. Зрозуміло, більш зручним і звичним є керування швидкістю за положенням керуючої ручки. Це забезпечує релейна слідкуюча система.

На рис. 2.40 наведена електрична схема релейної слідкуючої системи для керування двома роздільними гідростатичними приводами.

Схема дистанційного керування складається із двох каскадів спостереження. Перший каскад забезпечує спостереження за положенням щітки реостатного датчика РД4, розташованого в кабіні машиніста крана. За допомогою цього датчика задається необхідна швидкість пересування мостового крана. Зворотний зв'язок здійснюється через реостатний датчик РД3, щітка якого механічно зв'язана системою передач із валом реверсивного двигуна Д<sub>1</sub>. Реостатні датчики РД3 і РД4 утворюють міст 2, у діагоналі якого включено поляризоване реле РП2.

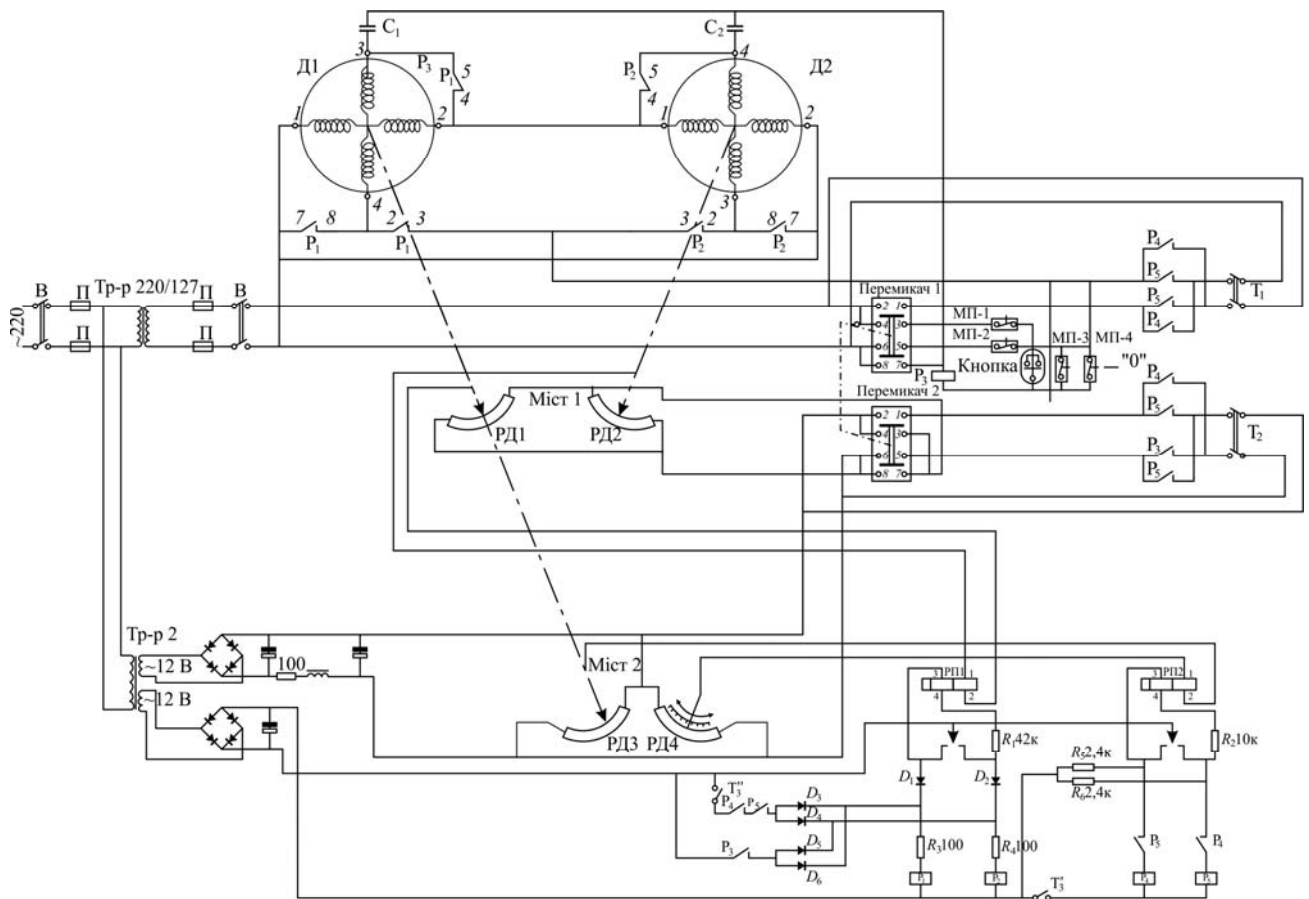


Рис. 2.40. Електрична схема релейної слідкуючої системи для керування двома роздільними гідростатичними приводами

Другий каскад спостереження містить у собі міст 1, утворений двома ідентичними реостатними датчиками РД1 і РД2, у діагоналі якого включено поляризоване реле РП1. Цей каскад спостереження забезпечує роботу реверсивних двигунів Д<sub>1</sub> і Д<sub>2</sub> так, що кожен з них стежить за кутом повороту іншого реверсивного електродвигуна (сервомотора).

Схема в цілому передбачає два режими роботи.

1. Слідкуючий – за участю моста 2. При цьому швидкість і напрям пересування мостового крана задаються реостатним датчиком РД4.

2. Часовий – коли міст 2 виключається з роботи групою тумблерів Т<sub>1</sub>, Т<sub>2</sub>, Т<sub>3</sub>. При цьому керування швидкістю й напрямом пересування моста крана здійснюється двома спареними перемикачами 1 і 2.

Докладний опис релейної слідкуючої системи зроблено у нашій роботі в НТУ «ХПІ» [27].

Релейна система без компенсуючих елементів забезпечує синхронізацію обертання гідромоторів 3–5 %, як і часова система із зворотним зв'язком за продуктивністю насосів. У релейній слідкуючій системі також можливе введення компенсуючих пристроїв, що зводять розкид вихідних швидкостей до нуля.



Релейна слідкуюча система є кроком вперед у порівнянні з раніше описаними, однак цій системі, як і попереднім, властиве відпрацювання сигналів з постійною швидкістю, зумовленею швидкістю обертання серводвигунів і величиною передавального відношення. Це, за викладеними раніше причинами, не завжди зручно (розгін і гальмування порожнього крана проводиться з тими ж прискореннями, що й навантаженого). Відпрацювання сигналів з постійною швидкістю пояснюється властивостями релейної слідкуючої системи: на серводвигуни або зовсім не подається напруга, або подається номінальна, а проміжні значення напруг, які б забезпечили обертання серводвигуна із проміжною швидкістю, неможливо отримати. Виправлення цього недоліку під силу лише електронній слідкуючій системі.

Гідравлічна схема наведена на рис. 2.41.

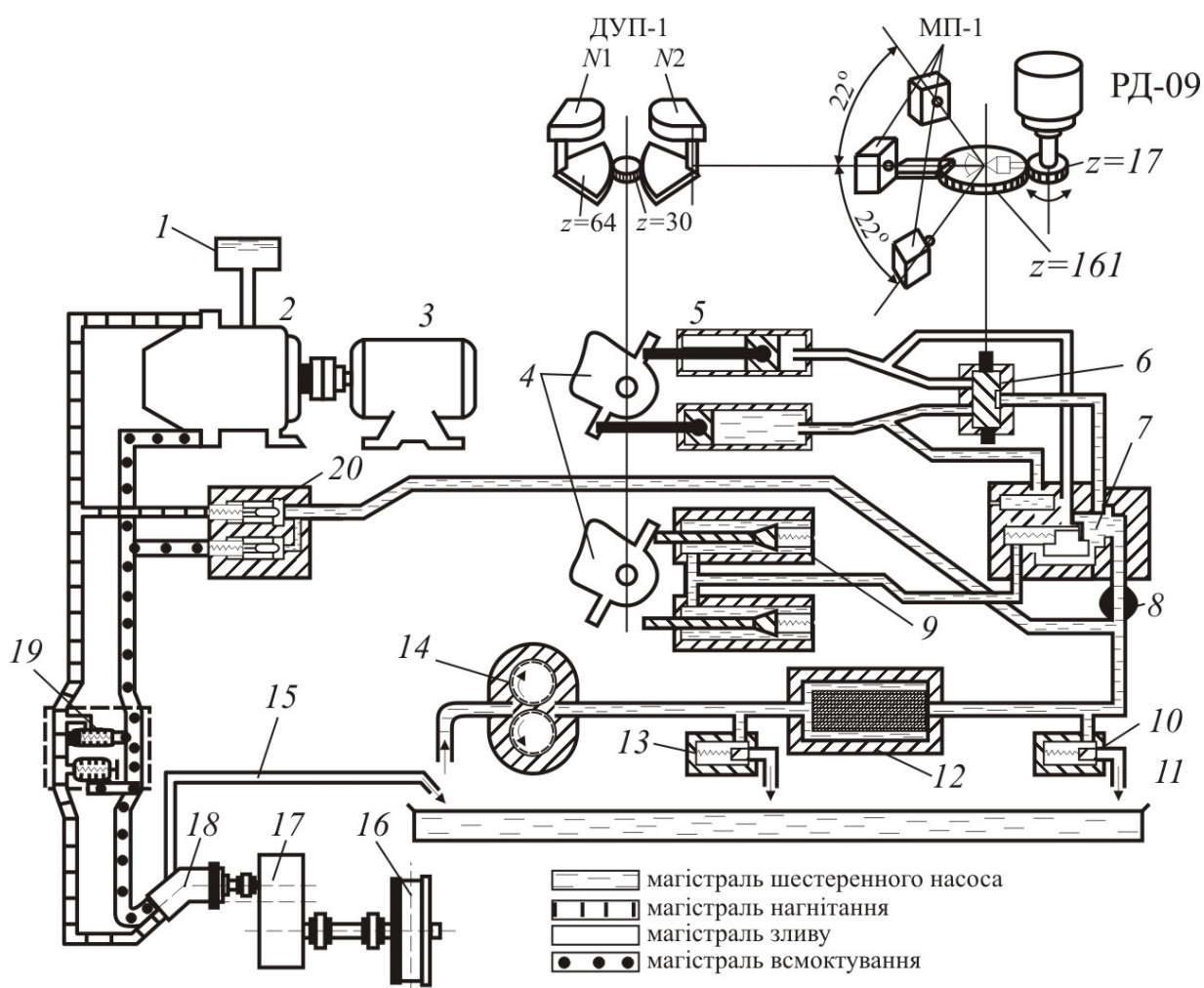


Рис. 2.41. Гідравлічна схема привода з установкою елементів релейної слідкуючої системи

Для ілюстрації на рис. 2.42 наведені вузли керування й контролю релейної слідкуючої системи, на рис. 2.43 – розташування елементів релейної слідкуючої системи на насосі, на рис. 2.44 – блок порівняння, живлення й перемикання видів робіт.

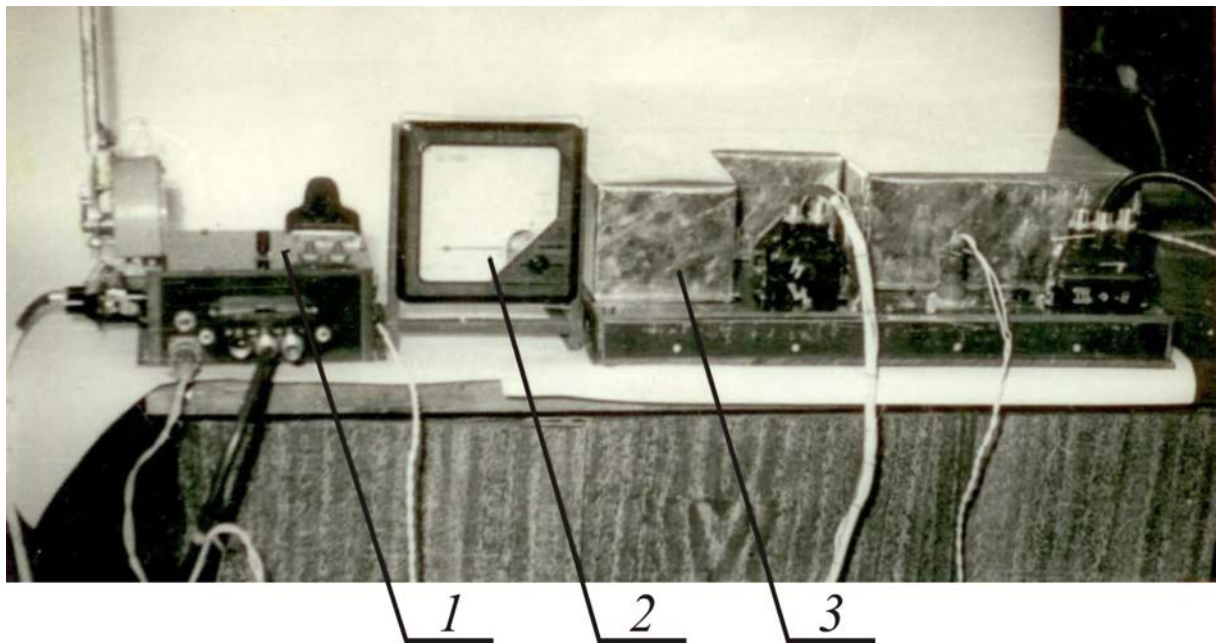


Рис. 2.42. Вузли керування й контролю релейної слідкуючої системи: 1 – вузол керування швидкістю й напрямом пересування; 2 – вузол контролю швидкості; 3 – блок порівняння, живлення й перемикання виду робіт

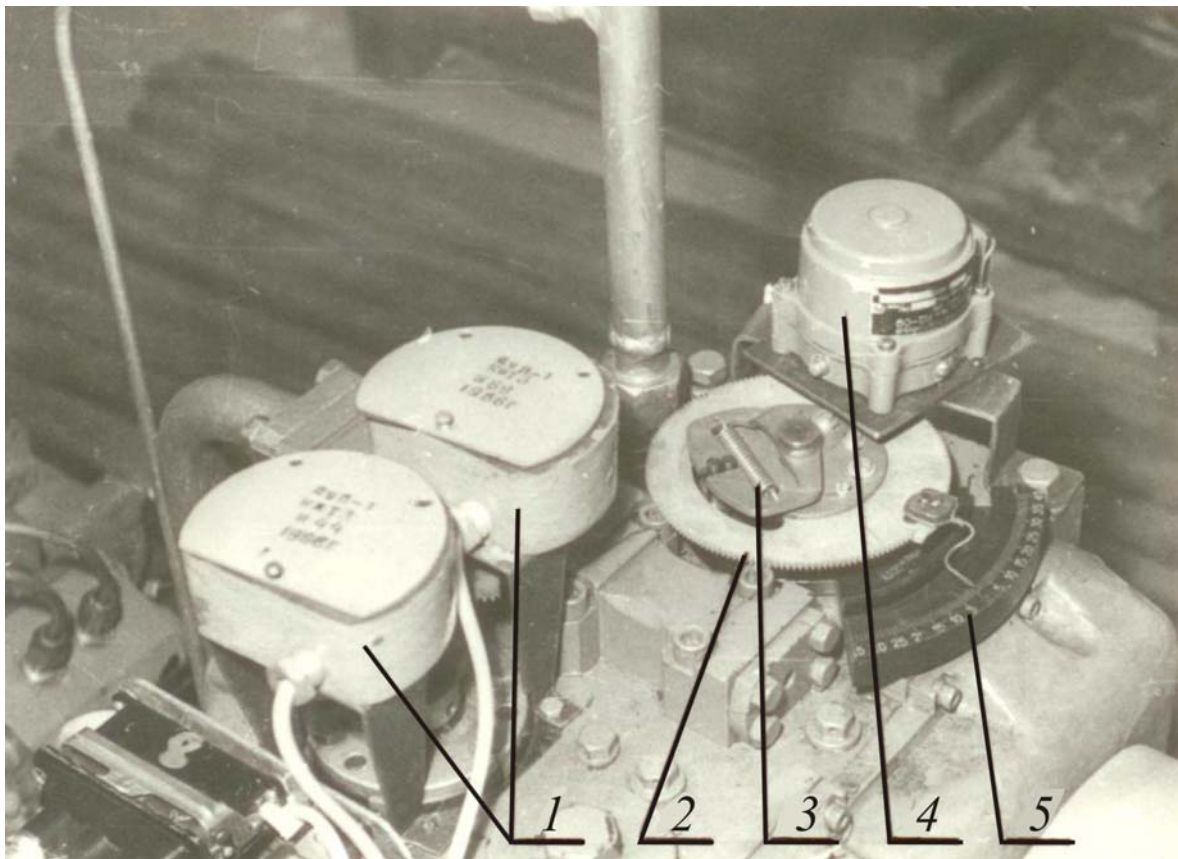


Рис. 2.43. Розташування елементів релейної слідкуючої системи на насосі:  
1 – реохордні датчики ДУП-1; 2 – зубчате колесо валка дистанційного керування;  
3 – пружинний нульустановлювач; 4 – серводвигун РД-09; 5 – лімб



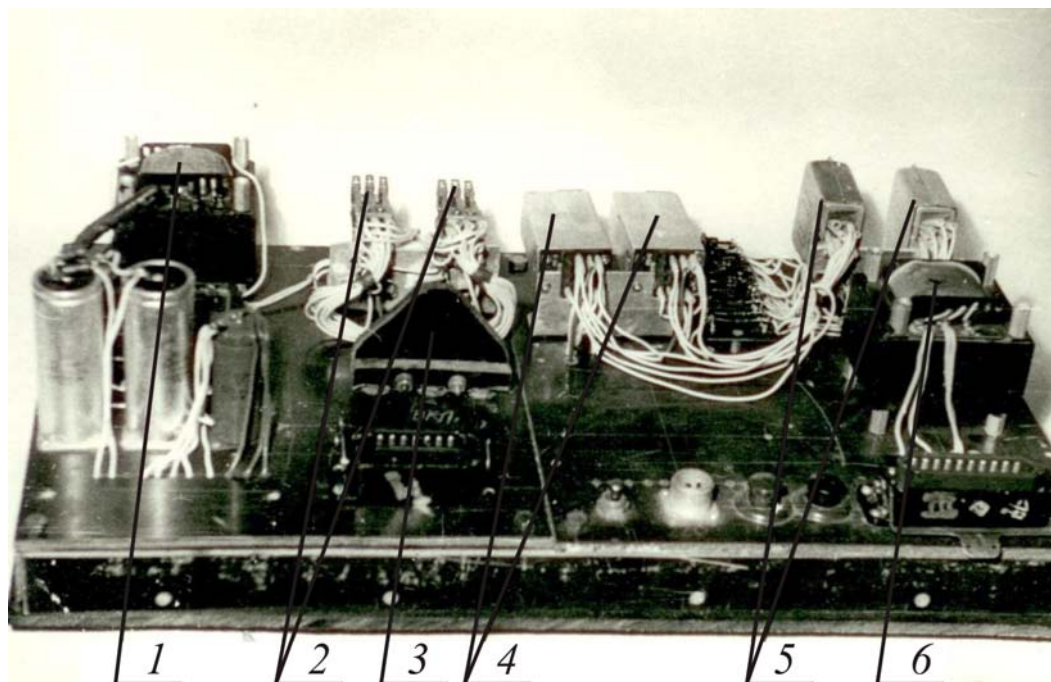


Рис. 2.44. Блок порівняння, живлення і перемикання виду робіт:  
 1 – трансформатор Тр-р 2; 2 – реле  $P_1, P_2$ ; 3 – тумблер перемикання виду робіт  
 (слідкуюча система – часова система); 4 – поляризовані реле РП-1, РП-2;  
 5 – реле  $P_4, P_5$ ; 6 – трансформатор Тр-р 220/127

#### 2.5.4. Електронна слідкуюча система

Релейна слідкуюча система обмежена умовами стійкості, не в змозі розкрити до кінця можливості гідростатичного привода в частині плавності й глибини регулювання привода. Електронна система керування позбавлена недоліків релейної слідкуючої системи.

На рис. 2.45 наведена електрична схема слідкуючої системи для дистанційного керування двома гідростатичними приводами. За допомогою цієї системи вдається домогтись однакової вихідної швидкості гідромоторів в обох приводах, незалежно від ступеня точності виготовлення, зношеності агрегатів, що входять у кожен із приводів.

Основними елементами слідкуючої системи є: задатчик ДЕФМ, перетворювачі феродинамічні ПФ, підсилювачі електронні УЕ-3, виконавчі електро-двигуни РД-09 ( $D_1, D_2$ ).

Перетворювачі феродинамічні типу ПФ призначені для перетворення кутових переміщень у пропорційні значення уніфікованого електричного сигналу змінного струму.

Задатчик ДЗФМ є безконтактним пристроєм, що виробляє електричні сигнали, пропорційні куту повороту показника задатчика. Величина цього кута задається вручну – за допомогою ручки М (рис. 2.45) або автоматично за допомогою серводвигуна ДЗ.

Електронний підсилювач УЕ-3 призначений для підсилення напруги неузгодження між задатчиком ДЕФМ, встановленим у блоці керування і перетворювачем ПФ автоматичного компенсуючого пристрою.

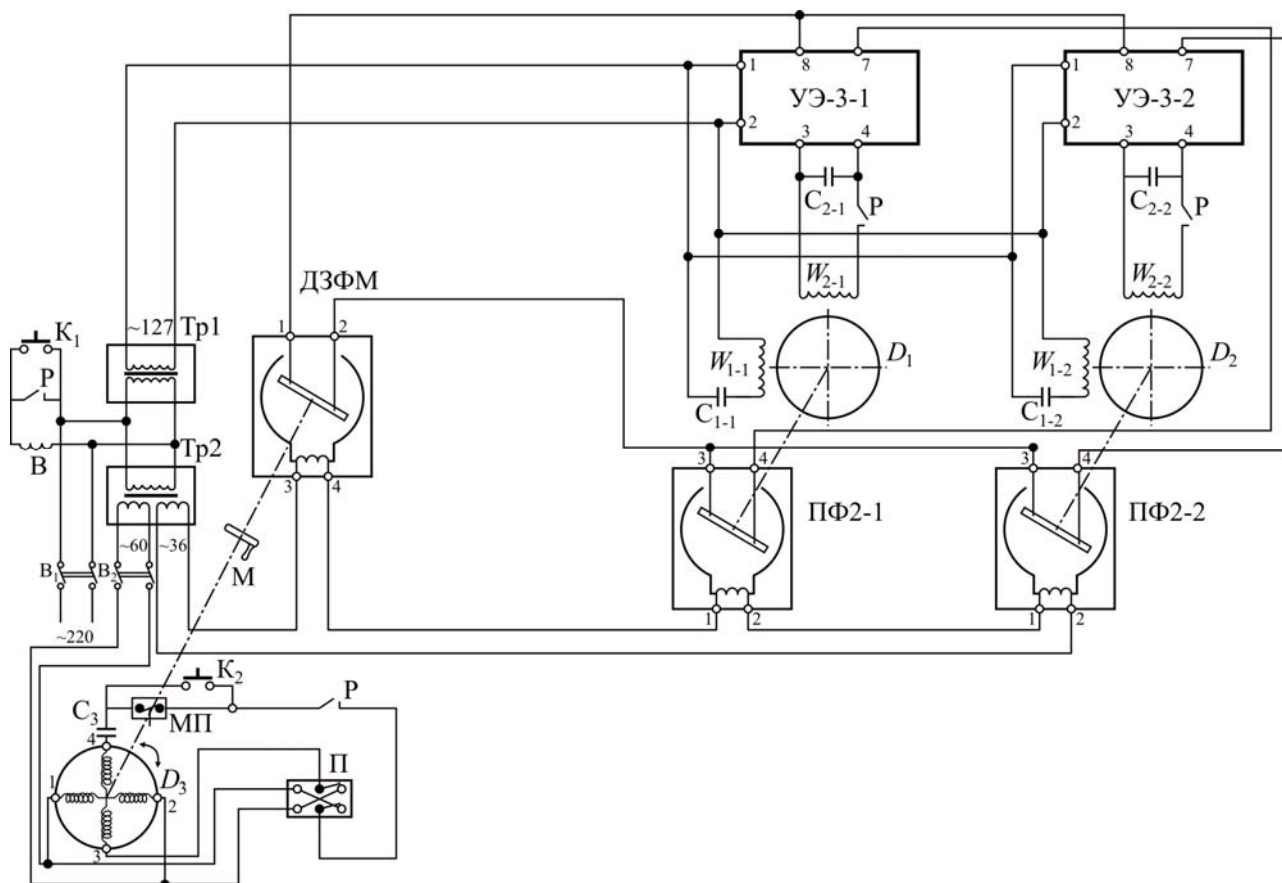


Рис. 2.45. Електрична схема електронної слідкуючої системи

Підсилювачі працюють у комплекті з конденсаторними двофазними двигунами РД-09 ( $D_1$  і  $D_2$  на рис. 2.45).

Зміна швидкості і напрямку пересування крана здійснюється виконавчими електродвигунами РД-09, кінематично пов'язаними з валом дистанційного керування продуктивністю насоса.

Кінематичний зв'язок виконавчих електродвигунів з перетворювачами ПФ здійснюється через лекало і далі через ролик з важілем, що знаходиться на осі рамки ПФ. Ролик з важілем постійно підтискається до профіля лекала. Саме зворотній зв'язок через лекало дозволяє, підганяючи відповідним чином його, отримати однакову вихідну швидкість обох гідромоторів на усіх режимах, незалежно від точності виготовлення обох роздільних приводів і ступеня їх зношення.

Фізичний сенс підгонки лекал полягає у тому, що чим менше ми підпилюємо вихідний профіль лекала виконаний по Архімедовій спіралі, тим він більш пологий у порівнянні з другим лекалом, тим на більший кут повернеться рамка ПФ-2, тобто тим більше буде швидкість гідромотора у порівнянні з другим приводом, адже виконавчому електродвигуну для зведення сигналу неузгодження між рамками ДЕФМ і ПФ до нуля необхідно повернути лекало на більший кут у порівнянні з тим, якщо б ми підпиляли профіль і зробили спіраль більш крутою. Поворот лекала на більший кут

означає, що люлька насоса повернута на більший кут, ніж у другого насоса, а, отже, продуктивність насоса і швидкість гідромотора більші, ніж у другого привода.

Як показали проведені досліді, шляхом підгонки лекал можна домогтись абсолютної точності співпадіння вихідних швидкостей гідромоторів обох приводів.

Стендові і промислові випробування на натурному крані вантажопідйомністю 30/5 т показали достатню надійність такої системи.

На рис. 2.46 наведений загальний вигляд блока керування електронної слідкуючої системи зі знятою захисною кришкою.

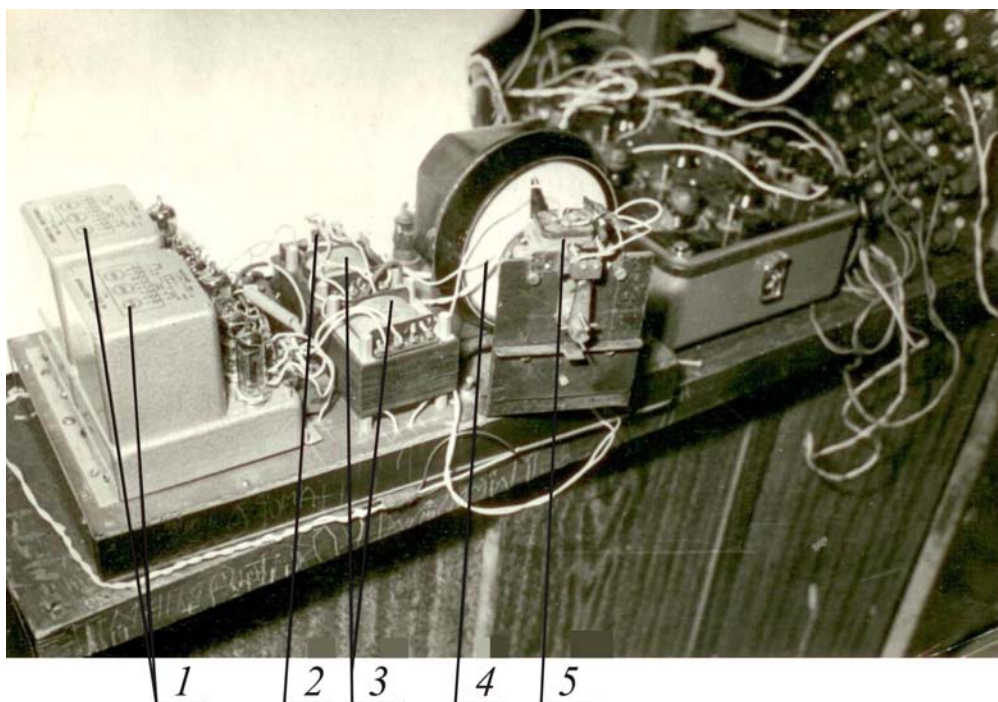


Рис. 2.46. Загальний вигляд блока керування електронною слідкуючою системою:  
1 – підсилювачі УЭ-3, 2 – реле Р, 3 – трансформатори Тр-1 і Тр-2, 4 – задатчик швидкості ДЗФМ, 5 – серводвигун ДЗ автоматичного режиму роботи

Гідравлічна схема зі встановленням елементів слідкуючої системи наведена на рис. 2.47.

На рис. 2.48 наведене розташування на насосі елементів слідкуючої системи.

До електричної схеми власне електронної слідкуючої системи за допомогою вимикача В2 підключається система автоматичного керування гідроприводом. Ця система може працювати автоматично, якщо перемикач П, натискання кнопки К2 доручити якому-небудь приладу з програмою по часу, наприклад, КЕП-12У, як це було зроблено нами при проведенні довготривалих стендових випробувань.

Докладний опис електронної слідкуючої системи наведений нами в роботах [28, 29].



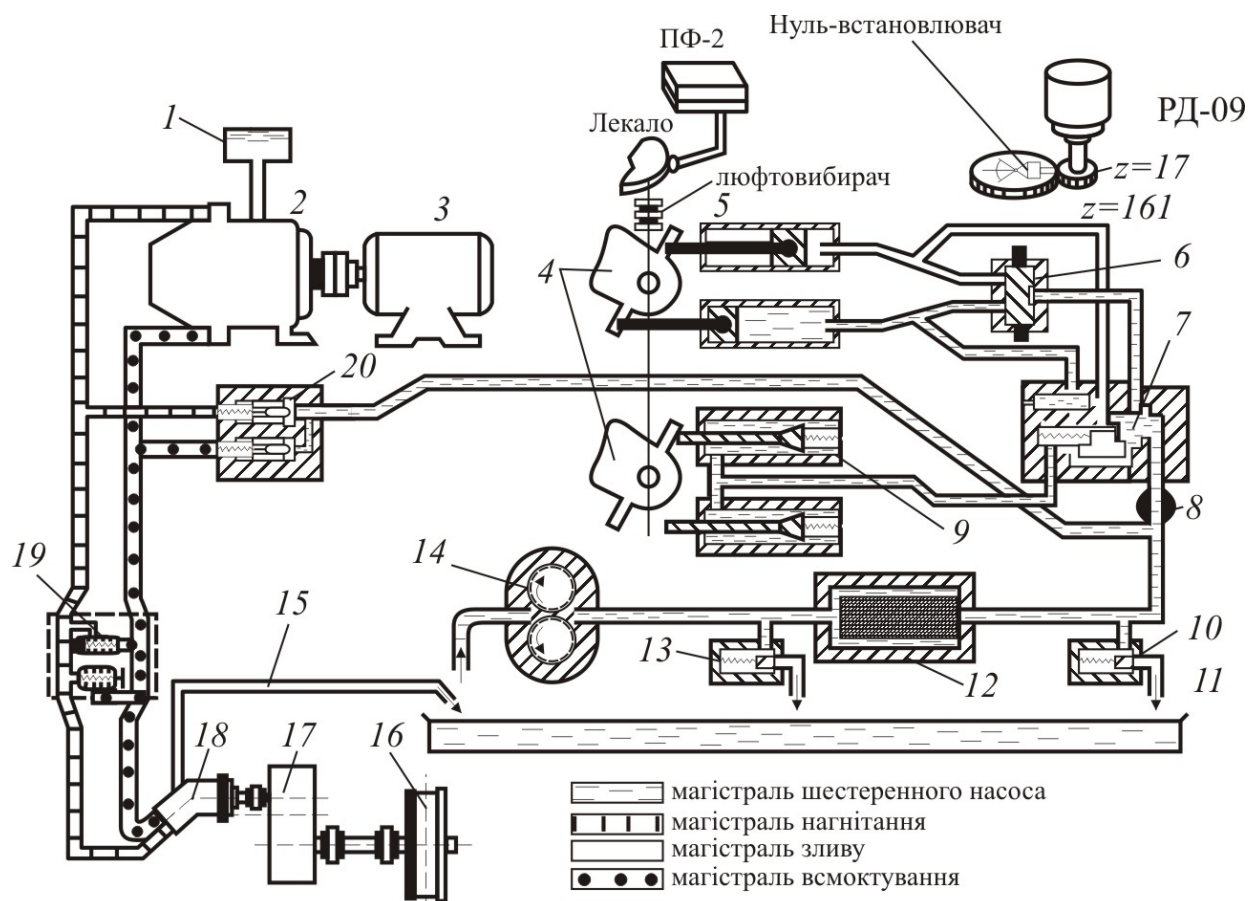


Рис. 2.47. Гідравлічна схема привода з установкою електронної слідкуючої системи

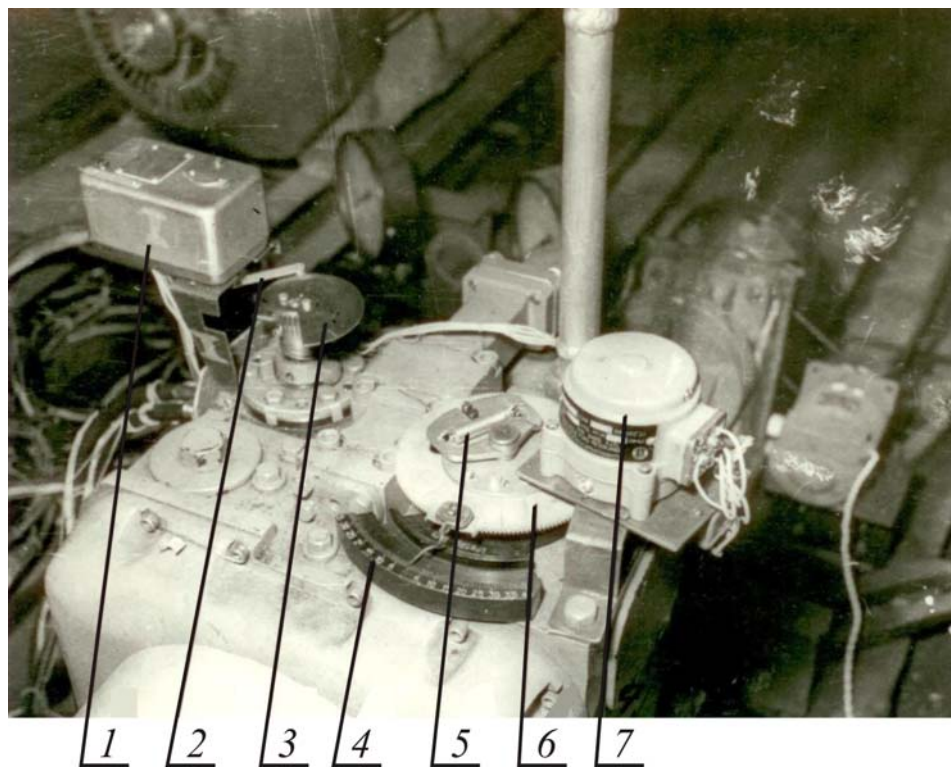


Рис. 2.48. Розташування на насосі елементів електронної слідкуючої системи:  
1 – перетворювач ПФ, 2 – важіль з роликом, 3 – лекало, 4 – лімб, 5 – нульустановлювач,  
6 – зубчасте колесо, 7 – серводвигун РД-09

Про ступінь синхронизації і якість роботи електронної слідкуючої системи можна робити висновок за графіком (рис. 2.49)  $n = f(\alpha_0)$ , де  $n$  – швидкість обертання гідромоторів, об/хв,  $\alpha_0$  – кут повороту задатчика ДЗФМ, °. Для порівняння на рис. 2.50 наведені графіки  $n = f(\varphi)$  і  $\alpha = f(\varphi)$  для релейної слідкуючої системи, де  $\varphi$  – кут повороту ручки керування швидкістю пересування, °,  $\alpha$  – кут повороту валків дистанційного керування продуктивністю насосів, °.

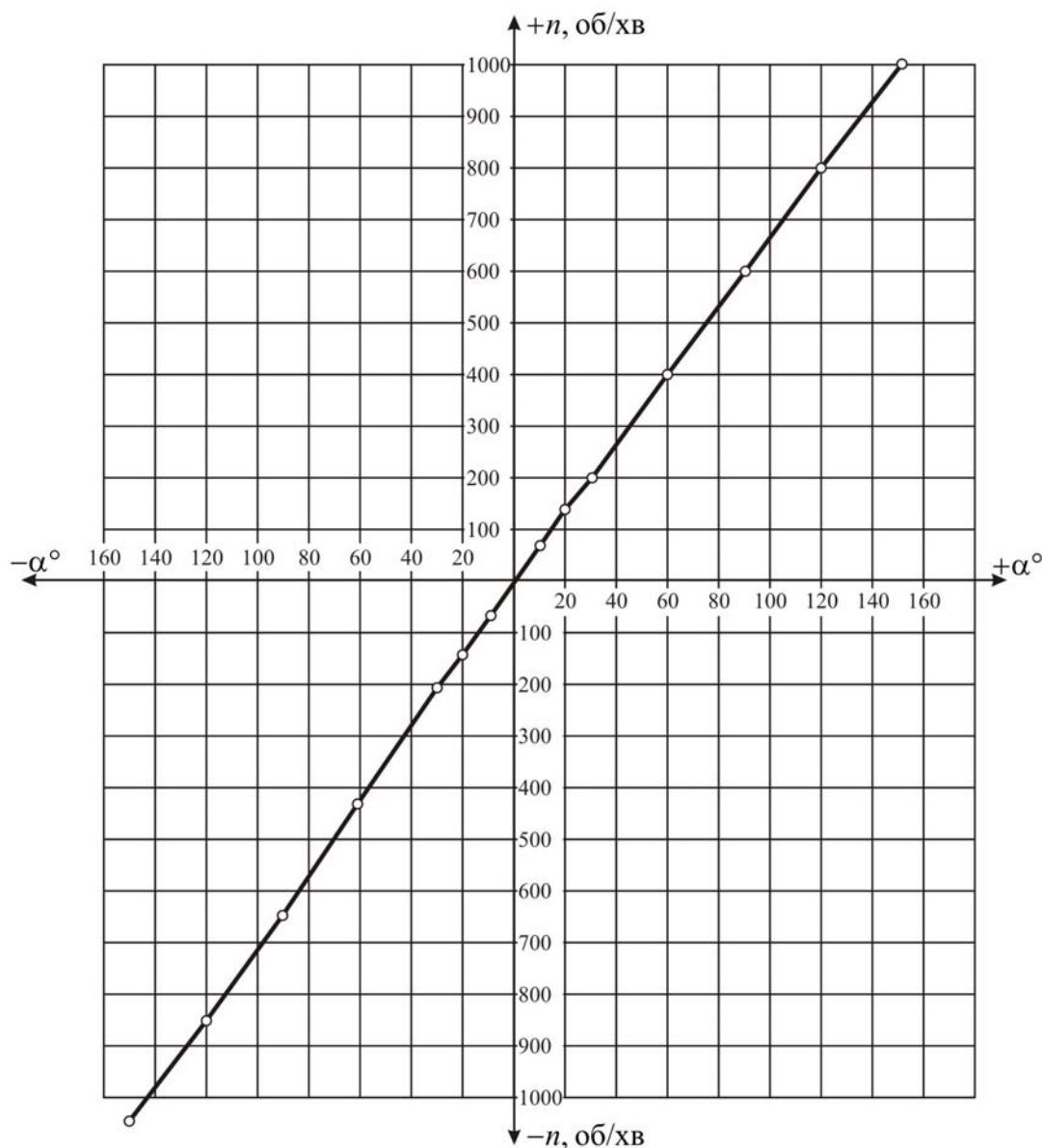


Рис. 2.49. Графік  $n = f(\alpha)$  залежності вихідної швидкості гідромоторів від кута повороту задатчика ДЗФМ у електронній слідкуючій системі

Порівняння явно на користь електронної слідкуючої системи. У електронній системі досягнута абсолютна (така, що визначається ступенем точності приладів виміру) точність у співпадинні чисел обертів обох гідроприводів, у той час як у релейній слідкуючій системі несинхронність швидкостей доходить до 50 об/хв.

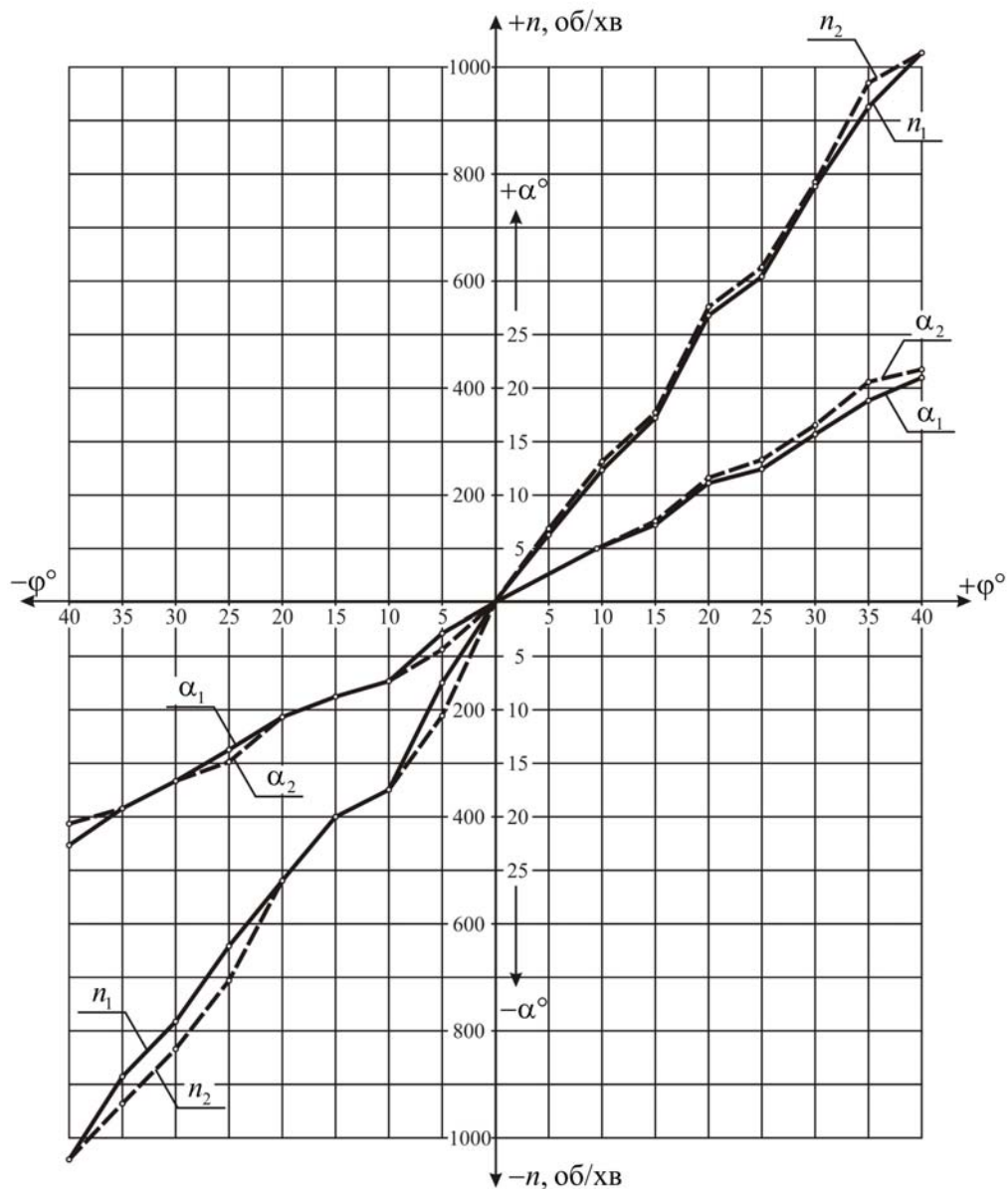


Рис. 2.50. Графіки залежності чисел обертів гідромоторів  $n$  і кутів повороту валків дистанційного керування  $\alpha$  від кутів повороту  $\varphi$  ручки керування швидкістю пересування релейної слідкуючої системи для двох гідроприводів

Досягнута пряма пропорційність, лінійність графіка  $n = f(\alpha_0)$ , у той час, як у релейній слідкуючій системі графік  $n = f(\varphi)$  являє собою ламану, що складається з відрізків зі змінними кутами нахилу до осі абсцис. Цей показник надзвичайно важливий, особливо для роботи схем у автоматичному режимі роботи, де задається звичайно постійна швидкість повороту задатчиків ( $d\alpha_0/dt$  або  $d\varphi_0/dt$ ). Привод, оснащений електронною слідкуючою системою з автоматичним керуванням буде розганятися плавно, з постійним прискоренням без надлишкової динаміки, адже прирощення швидкості за одиницю часу буде постійним, внаслідок лінійності графіка  $n = f(\alpha_0)$ .

Привод, керований релейною слідкуючою системою в автоматичному режимі роботи буде розганятися і гальмуватися зі змінним прискоренням внаслідок відсутності прямої пропорційності  $n = f(\varphi)$ .

Особливо позитивною якістю електронної системи є те, що при будь-якій швидкості відпрацювання вхідного сигналу ця швидкість не змінюється (велика або мала) впродовж усього часу розгону або гальмування привода при обертанні ДЗФМ з постійною (великою або малою) швидкістю, що забезпечує постійність прискорень та гальмувань при розгоні і гальмуванні.

Характер відпрацювання кута неузгодження у релейній слідкуючій системі залежить від кутової швидкості обертання задатчикц –  $d\gamma/dt$ .

Якщо  $k \cdot d\gamma/dt > d\alpha/dt$ , тобто якщо кутова швидкість обертання задатчика швидкості, приведена до валка дистанційного керування (шляхом помноження на коефіцієнт  $k = \alpha_{\text{ном}}/\gamma_{\text{ном}}$ ) більше, ніж швидкість відпрацювання серводвигуном вхідного сигналу, то характер зміни швидкості буде виражатися:  $n = f(t) = k, t$ , де  $k_1$  – коефіцієнт пропорційності, що залежить від швидкості обертання серводвигуна і параметрів гідросистеми. Тобто швидкість обертання гідромотора буде наростати по лінійному закону, адже на серводвигун, внаслідок нерівності  $k \cdot d\gamma/dt > d\alpha/dt$ , буде під час розгону подаватися номінальна напруга 127 В і перерв у подача напруги не буде.

Якщо  $k \cdot d\gamma/dt < d\alpha/dt$ , то виникаюче неузгодження між задатчиком швидкості і ДП, розташованим на насосі, буде швидко зводитися до нуля внаслідок швидкодії системи відпрацювання вхідного сигналу, адже на серводвигун надходить номінальна напруга, а не значно знижена, як було б у цьому випадку у електронній слідкуючій системі.

Режим  $k \cdot d\gamma/dt < d\alpha/dt$  у релейній слідкуючій системі на має сенсу, адже він розтягує час протікання перехідного процесу, не знижуючи при цьому величину динамічного навантаження. У електронній слідкуючій системі зменшення швидкості обертання задатчика  $d\alpha_0/dt$  викликає пропорційне зменшення прискорення гідромотора і зниження динамічних навантажень.

*Необхідно приділяти велику увагу вибору системи дистанційного керування, так як від цього повністю залежить якість роботи гідростатичного привода.*

*З аналізу схем дистанційного керування випливає, що електронну слідкуючу систему доцільно рекомендувати для керування будь-якими крановими гідростатичними приводами.*

*Для монтажних кранів можна застосовувати релейну слідкуючу систему у поєднанні з компенсуючими елементами, синхронізуючими швидкості обертання гідромоторів.*

*Для кранів, призначений переробляти масові вантажі з автоматичним керуванням швидкістю по заданій програмі, можна призначити тимчасову систему для дистанційного керування зі зворотнім зв'язком по продуктивності насосів у поєднанні з компенсуючими елементами.*

*Для керування двома гідростатичними приводами механічна і чисто часова системи не можуть бути рекомендовані до застосування на кранах.*



Усі описані системи керування можуть бути застосовні для керування одиничними гідростатичними приводами.

Потрібно працювати над створенням слідкуючих систем, що забезпечують пересування кранів із зусиллям перекосу  $S$  рівним нулю.

## 2.6. Розробка математичної моделі системи обмеження максимальних навантажень у валопроводах механізму пересування і металоконструкції крана

На основі вивчення розрахункових і експериментальних даних була розроблена система автоматичного дистанційного керування, що забезпечує лінійну зміну у часі продуктивності насоса, що зменшило у 1,4–1,9 рази динамічні навантаження у валопроводах механізму пересування мостового крана з гідроприводом у порівнянні з навантаженнями електромеханічного привода. Однак і ці достатньо високі показники не можуть вважатися граничними. Крім того, відсутність інформації про навантаження в металоконструкціях, не дозволяє повною мірою оцінити можливості регульованого гідрооб'ємного привода.

З практичної точки зору є цікавою постановка задачі оптимізації процесу керування гідроприводом з метою отримання мінімальних навантажень у валопроводах і металоконструкції. Задача оптимізації при цьому зводиться до вибору законів зміни функції керування з попередньо прийнятих, конкретний набір яких визначений з можливості практичної реалізації. Таким чином, має місце дискретна оптимізація, яка зводиться до вибору оптимального варіанта функції керування з деякого кінцевого числа задання.

З цією метою розглянута чотиримасова схема рис. 2.51, що враховує властивості гідропривода, затухання коливань у трансмісії і металоконструкції у горизонтальній площині [36, 31].

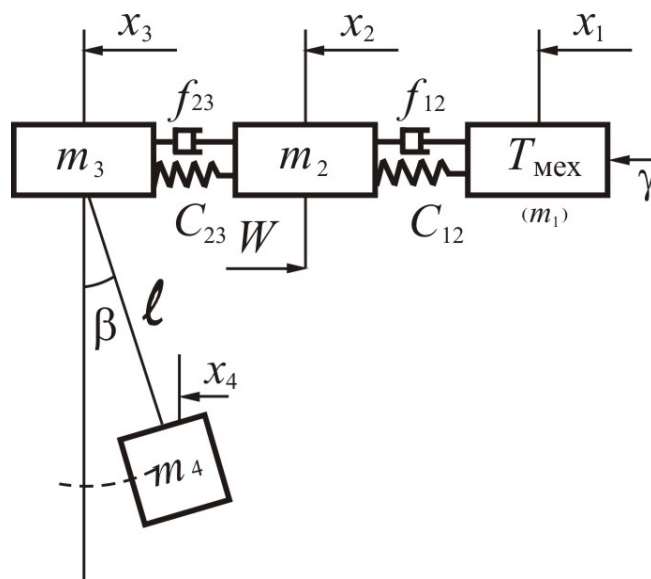


Рис. 2.51 Розрахункова динамічна схема механізму пересування з гідроприводом

Позначимо:  $T_{\text{мех}}$  – механічна постійна часу, що враховує інерційність гідромотора, муфти, валів, редуктора, рідини в трубопроводах (аналог маси  $m_1$ ), с;  $m_2$  – приведена маса кінцевої балки, кг;  $m_3$  – приведена маса головних балок моста і вантажного візка, що припадає на один привод, кг;  $m_4$  – маса вантажу, що доводиться на один привод, кг;  $c_{12}$  – приведена жорсткість трансмісійного вала, муфти і валів редуктора, Н/м;  $c_{23}$  – приведена жорсткість у горизонтальній площині, Н/м;  $f_{12}$  – коефіцієнт опору трансмісійного вала, Н·с/м;  $f_{23}$  – коефіцієнт опору моста крана в горизонтальній площині, Н·с/м;  $W$  – статична сила опору пересуванню, що припадає на один привод, Н;  $l$  – довжина підвісу вантажу, м;  $\beta$  – кут відхилення вантажного каната від вертикалі, рад;  $\gamma$  – функція керування насосом (поточне значення кута нахилу шайби), рад.

Рівняння руху системи мають вигляд

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 T_{\text{мех}} + \dot{x}_1 &= \alpha k_{\omega} \gamma - \frac{\alpha^2}{F} (x_1 - x_2) - \frac{\alpha^2}{F} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) f_{12}; \\ m_2 \ddot{x}_2 &= c_{12} (x_1 - x_2) + (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) f_{12} - W - c_{23} (x_2 - x_3) - (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) f_{23}; \\ m_3 \ddot{x}_3 &= c_{23} (x_2 - x_3) + (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) f_{23} - m_4 g (x_3 - x_4) / l; \\ m_4 \ddot{x}_4 &= m_4 (x_3 - x_4) / l,\end{aligned}\quad (2.53)$$

де  $x_i$ ,  $\dot{x}_i$ ,  $\ddot{x}_i$  ( $i = 1 \dots 4$ ) – відповідно шлях, м; швидкість, м/с; прискорення, м/с<sup>2</sup> мас;  $k_{\omega}$  – коефіцієнт підсилення гідроприводу по швидкості, с<sup>-1</sup>;  $F$  – коефіцієнт жорсткості механічної характеристики об’ємного гідроприводу, Н·м·с;  $\alpha$  – коефіцієнт приведення ( $\alpha = R_{\text{х.к}}/i_{\text{ред}}$ );  $R_{\text{х.к}}$  – радіус ходового колеса, м;  $i_{\text{ред}}$  – передатне число редуктора механізму пересування.

Визначення параметрів динамічної схеми виконано для мостового крана конструкції Харківського заводу ПТО з роздільним низькомоментним гідрооб’ємним приводом механізму пересування. Вантажопідйомність 294/49 кН, прогін 22,5 м. Усі розрахунки виконані для гідроприводу, що включає: приводний електродвигун: асинхронний короткозамкнений, тип АО-62-4,  $N = 10$  кВт,  $n = 1440$  об/хв; насос аксіально-поршневий регульованої продуктивності, тип ПД №5; гідромотор об’ємного регулювання, тип ПМ №5.

Механічна стала часу, що визначає вплив на перехідний процес інерційних властивостей і ковзання гідроприводу

$$T_{\text{мех}} = J \frac{k_{\text{д}} r}{k_{\text{м}}}, \quad (2.54)$$

де  $J$  – момент інерції гідромотора, рідини в гідроприводі, з’єднувальних муфт і валів редуктора механізму пересування;  $k_{\text{д}}$  – коефіцієнт підсилення гідроприводу двигуна;  $r$  – сумарний витік з гідросистеми на одиницю тиску. При розгоні і рівномірному русі  $T_{\text{мех}} = 0,0084$  с, при гальмуванні  $T_{\text{мех}} = 0,0008$  с.

Коефіцієнт жорсткості механічної характеристики гідроприводу визначається за

$$F = \left| \frac{dM}{d\dot{x}} \right| = \frac{k_M}{rk_D}. \quad (2.55)$$

Коефіцієнт підсилення за швидкістю

$$k_\omega = k_H k_D, \quad (2.56)$$

де  $k_H$  – коефіцієнт підсилення регульованого насоса,

$$k_H = \frac{Q}{\gamma}, \quad (2.57)$$

$Q$  – продуктивність насоса;  $\gamma$  – кут нахилу блоку циліндрів.

Коефіцієнт приведення параметрів гідроприводу до обода ходового колеса  $\alpha = 0,00127$  м (при  $R_{x.k} = 0,8$  м передавальне число редуктора  $i_p = 31,5$ ).

Функція керування змінюється за одним з пропонованих законів:

$$1. \gamma = 0,356 \frac{t}{t_p} \quad \text{при } 0 < t \leq t_p; \quad \gamma = 0,356 \frac{T-t}{t_r}; \quad \text{при } (T-t_r) < t \leq T;$$

$$2. \gamma = 0,356 \left( \frac{t}{t_p} \right)^2 \quad \text{при } 0 < t \leq t_p; \quad \gamma = 0,356 \left( \frac{T-t}{t_r} \right)^2 \quad \text{при } (T-t_r) < t \leq T;$$

$$3. \gamma = 0,356 \left( \frac{t}{t_p} \right)^{0,5} \quad \text{при } 0 < t \leq t_p; \quad \gamma = 0,356 \left( \frac{T-t}{t_r} \right)^{0,5} \quad \text{при } (T-t_r) < t \leq T;$$

$$4. \gamma = 0,356 \left( \frac{t}{t_p} \right)^3 \quad \text{при } 0 < t \leq t_p; \quad \gamma = 0,356 \left( \frac{T-t}{t_r} \right)^3 \quad \text{при } (T-t_r) < t \leq T;$$

$$5. \gamma = 0,356 \left( \frac{t}{t_p} \right)^{0,33} \quad \text{при } 0 < t \leq t_p; \quad \gamma = 0,356 \left( \frac{T-t}{t_r} \right)^{0,33} \quad \text{при } (T-t_r) < t \leq T;$$

$$6. \gamma = 0,474 \frac{t}{t_p} \quad \text{при } 0 < t \leq 0,5t_p; \quad \gamma = 0,238 + 0,118 \frac{t}{t_p} \quad \text{при } 0,5t_p < t \leq t_p;$$

$$\gamma = 0,238 + 0,118682 \frac{T-t-0,5t_r}{t_r} \quad \text{при } (T-t_r) < t \leq T-0,5t_r;$$

$$\gamma = 0,238 \frac{T-t_r}{t_r} \quad \text{при } (T-0,5t_r) < t \leq T;$$

$$7. \gamma = 0,238 \frac{t}{t_p} \quad \text{при } 0 < t \leq 0,5t_p;$$

$$\gamma = 0,119 + 0,237 \frac{T - t - 0,5t_r}{t_r} \quad \text{при } T - t_r < t \leq T - 0,5t_r;$$

$$\gamma = 0,119 \frac{T - t_r}{t_r} \quad \text{при } T - 0,5t_r < t \leq T;$$

$$8. \gamma = 0,712 \frac{t}{t_p} \quad \text{при } 0 < t \leq 0,33t_p; \quad \gamma = 0,238 + 0,118 \frac{t}{t_p} \quad \text{при } 0,33t_p < t \leq t_p;$$

$$\gamma = 0,238 + 0,118 \frac{t}{t_p} \quad \text{при } T - t_r < t \leq T - 0,33t_r;$$

$$\gamma = 0,238 \frac{T - t_r}{t_r} \quad \text{при } T - 0,33t_r < t \leq T;$$

$$9. \gamma = 0,118 \frac{t}{t_p} \quad \text{при } 0 < t \leq 0,66t_p; \quad \gamma = 0,118 + 0,238 \frac{t}{t_p} \quad \text{при } 0,66t_p < t \leq t_p;$$

$$\gamma = 0,118 + 0,238 \frac{T - t - 0,66t_r}{t_r} \quad \text{при } T - t_r < t \leq T - 0,66t_r;$$

$$\gamma = 0,118 \frac{T - t}{t_r} \quad \text{при } T - 0,66t_r < t \leq T,$$

де  $t$  – поточний час, с;  $t_p$  – час повороту шайби насоса на кут, при якому продуктивність насоса відповідає граничній швидкості, с;  $t_r$  – час повороту шайби насоса в нульове положення, при якому продуктивність дорівнює нулю, с;  $T$  – повна тривалість процесу «пуск – рівномірний хід – гальмування», с;  $\gamma = 0,356$  рад (при цьому швидкість крана  $\dot{x} = 1,26$  м/с).

Встановлено, що найменші навантаження виникають при лінійній зміні продуктивності насоса. Найбільш несприятливе навантаження забезпечується

$$\text{при експоненційному законі зміни } \gamma = 0,356 \left( 1 - e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}} \right).$$

Залежність зусиль у валопроводі і металоконструкції від закону зміни функції керування показані відповідно на рис. 2.52 і рис. 2.53. Аналіз наведених графіків показує, що лінійна зміна параметра регулювання, у порівнянні з іншими розглянутими способами, забезпечує найменші напруги у валопроводі і металоконструкції. При цьому характер зміни зусиль однозначно визначається законом зміни функції керування, а розходження в характері зміни зусиль у валопроводі і металоконструкції зумовлені безпосереднім впливом підвішеного вантажу на металоконструкцію (рис. 2.54).

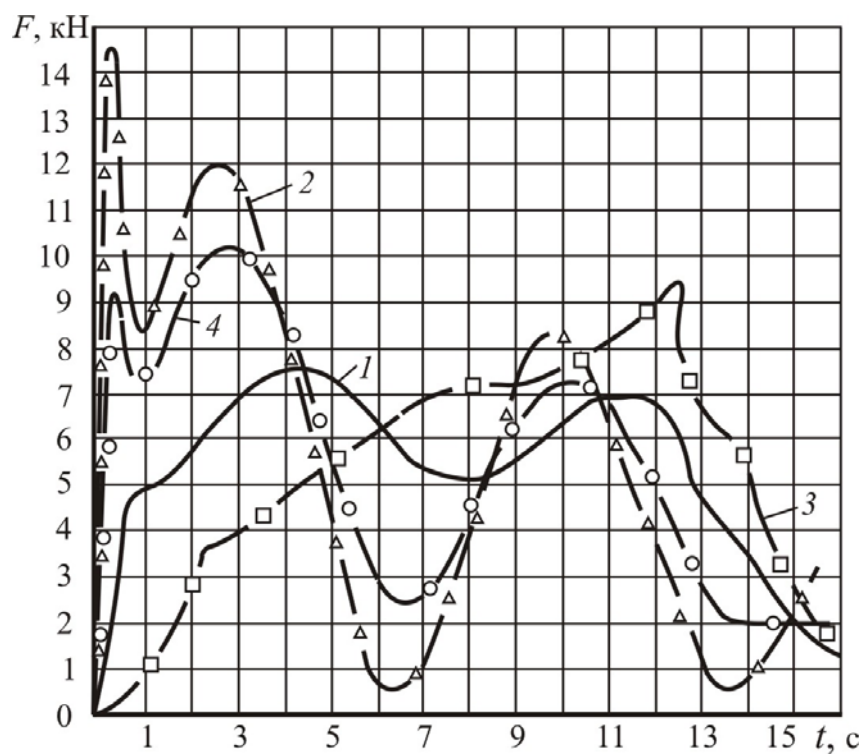


Рис. 2.52. Графіки залежності зусиль у трансмісії від закону зміни функції керування 1, 2, 3, 4

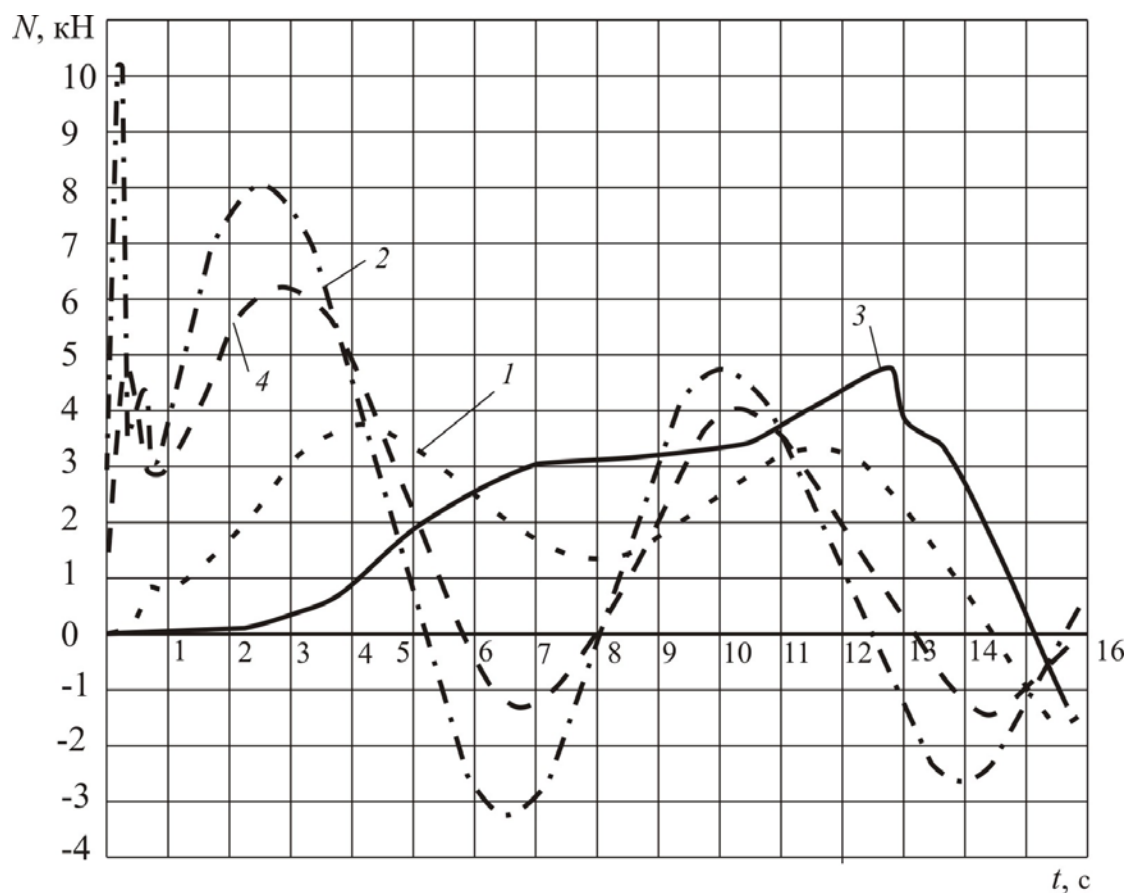


Рис. 2.53. Графіки залежності зусиль у металоконструкції від закону зміни функції керування 1, 2, 3, 4

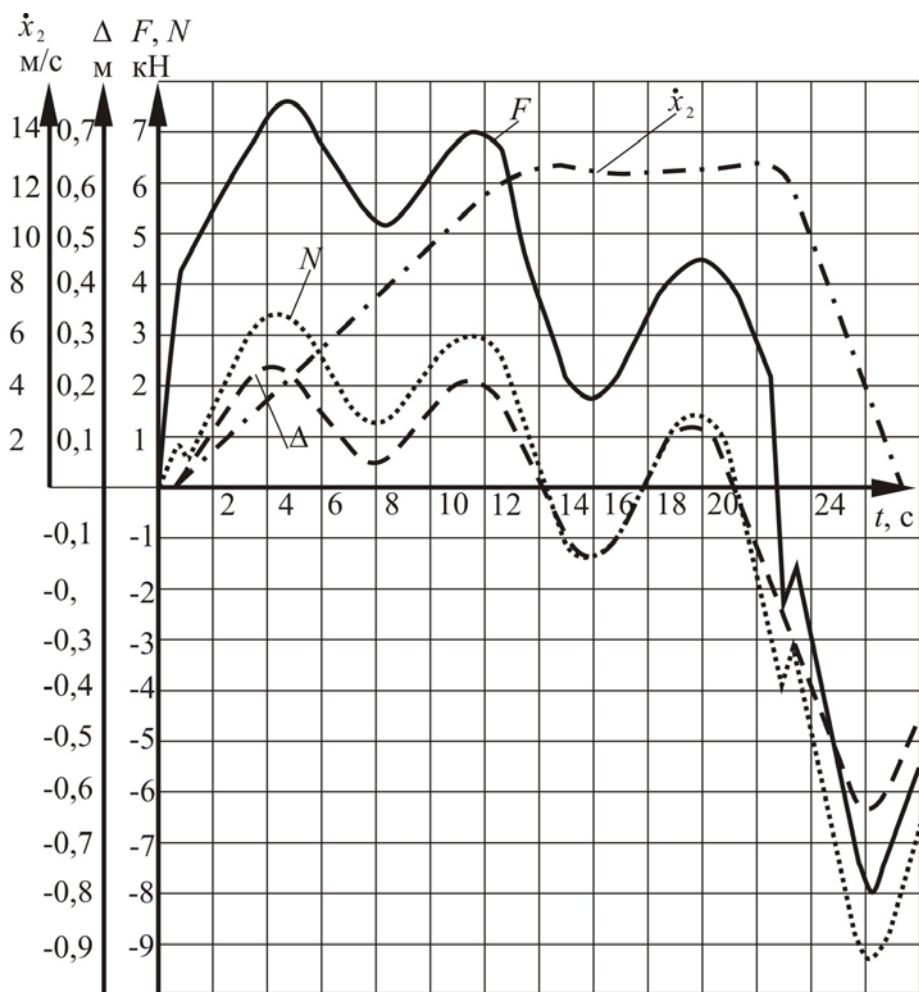


Рис. 2.54. Перехідні процеси для мостового крана з гідрооб'ємним приводом механізму пересування при лінійній зміні функції керування:  $F$  – зусилля у металевій конструкції;  $N$  – зусилля у трансмісійному валу;  $x_2$  – швидкість маси кінцевої балки;  $\Delta$  – відхилення вантажу

Проведені дослідження свідчать про те, що для вирішення задачі оптимізації напруженого стану валопроводів і металоконструкції необхідне створення системи автоматичного керування продуктивністю насоса з використанням зворотних зв'язків [32, 33].

Тому є цікавим з практичної точки зору вибір раціонального керування без використання варіаційних методів. З рішення задач аналізу можна виявити особливості перехідних процесів і замість інтегрального критерію якості ввести накладення деяких зв'язків на рух системи і вирішувати зворотну задачу механіки для визначення відповідних керувань.

Визначимо закон керуючого впливу, що дозволяє реалізувати закон навантаження трансмісійного валу механізму пересування, наведений на рис. 2.55.

На рис. 2.55 показано, як змінюється навантаження в процесі розгону ( $0 - t_1$ ), рівномірного ходу ( $t_1 - t_2$ ) і гальмування ( $t_4 - t_7$ ) крана. В основний час розгону ( $t_1 - t_2$ ) крана, рівномірного ходу ( $t_3 - t_4$ ) і гальмування ( $t_5 - t_6$ ) навантаження на вал залишається постійним. На ділянках ( $0 - t_1$ ), ( $t_2 - t_3$ ),

$(t_4 - t_5)$ ,  $(t_6 - t_7)$  відбувається зміна навантаження. На зазначених відрізках часу до системи рівнянь пред'являється лише одна вимога – забезпечити необхідну інтенсивність зміни навантаження.

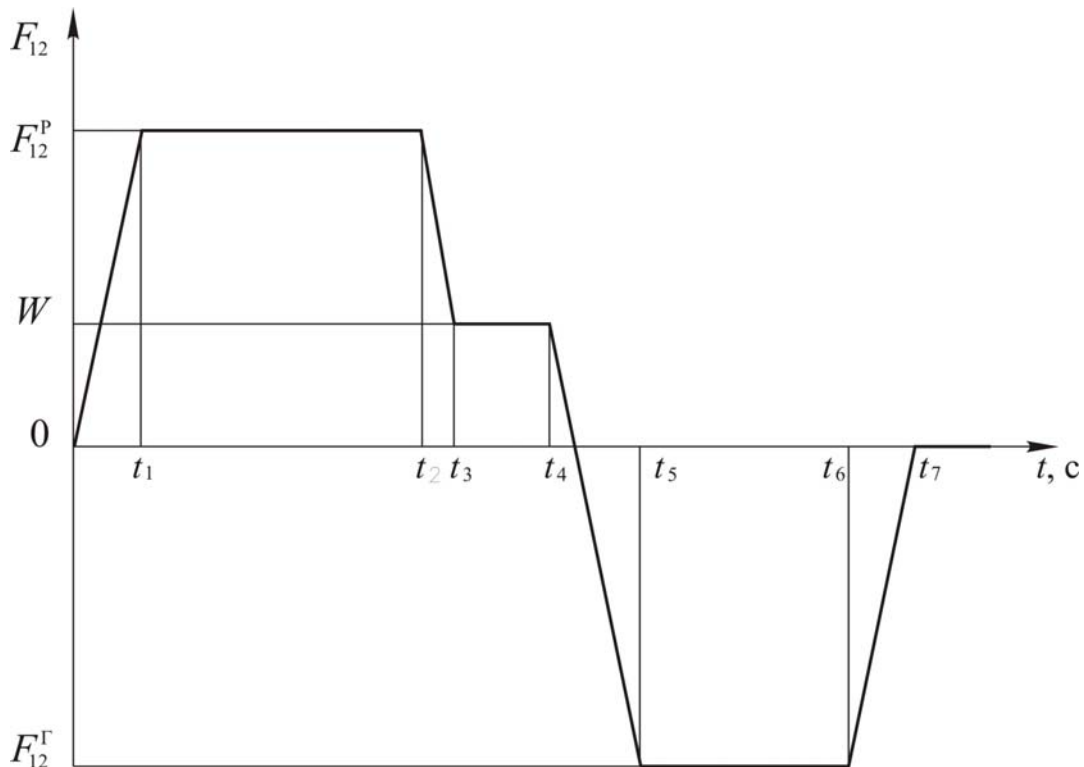


Рис. 2.55. Графік закону навантаження трансмісійного вала механізму пересування мостового крану  $F_{12}^p, F_{12}^r$  – навантаження трансмісійного вала в період розгону та гальмування

Наведену на рис. 2.55 залежність можна реалізувати за допомогою регульованого гідрооб'ємного привода. Розрахункова схема наведена на рис. 2.51.

З рівнянь (2.53) необхідно визначити параметр керування  $\gamma$  як функцію фазових координат і параметрів крану, які реалізують вимоги

$$F = c_{12}(x_1 - x_2) = \text{const}. \quad (2.58)$$

На ділянках зміни навантаження приймаємо довільний закон для  $\gamma$ , наприклад,  $\gamma = \text{const}$ .

Нехай зусилля  $F = c_{12}(x_1 - x_2) = A$ , де  $A = \text{const}$ . Тоді

$$x_1 - x_2 = \frac{A}{c_{12}}; \quad x_1 = \frac{A}{c_{12}} + x_2; \quad \dot{x}_1 = \dot{x}_2. \quad (2.59)$$

$$\text{З рівнянь (2.53) маємо } \gamma = \frac{1}{\alpha k_{\omega}} \left( \ddot{x}_1 T_{\text{мех}} + \dot{x}_1 + \frac{\alpha^2}{F_{\text{пр}}} A \right).$$

Через те, що  $\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2$ , з рівнянь (2.53) отримуємо



$$\begin{aligned}\ddot{x}_2 &= \frac{1}{m_2} \left[ A - W - c_{23}(x_2 - x_3) - f_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) \right] = \\ &= \frac{1}{m_2} \left[ A - W - m_3 \ddot{x}_3 + \frac{m_4 g}{l} (x_3 - x_4) \right].\end{aligned}\quad (2.60)$$

З урахуванням рівнянь (2.54) отримуємо закон зміни функції керування

$$\gamma = \frac{1}{\alpha k_{\omega}} \left\{ \frac{T_{\text{мех}}}{m_2} \left[ A - W - m_3 \ddot{x}_3 + \frac{m_4 g}{l} (x_3 - x_4) \right] + \dot{x}_1 + \frac{\alpha^2}{F_{\text{пр}}} A \right\}. \quad (2.61)$$

Отже, задаючи закон зміни функції керування у вигляді (2.61) отримаємо реалізацію закону, показаного на рис. 2.55. На рис. 2.56 наведено графік перехідного процесу для цього мостового крана.

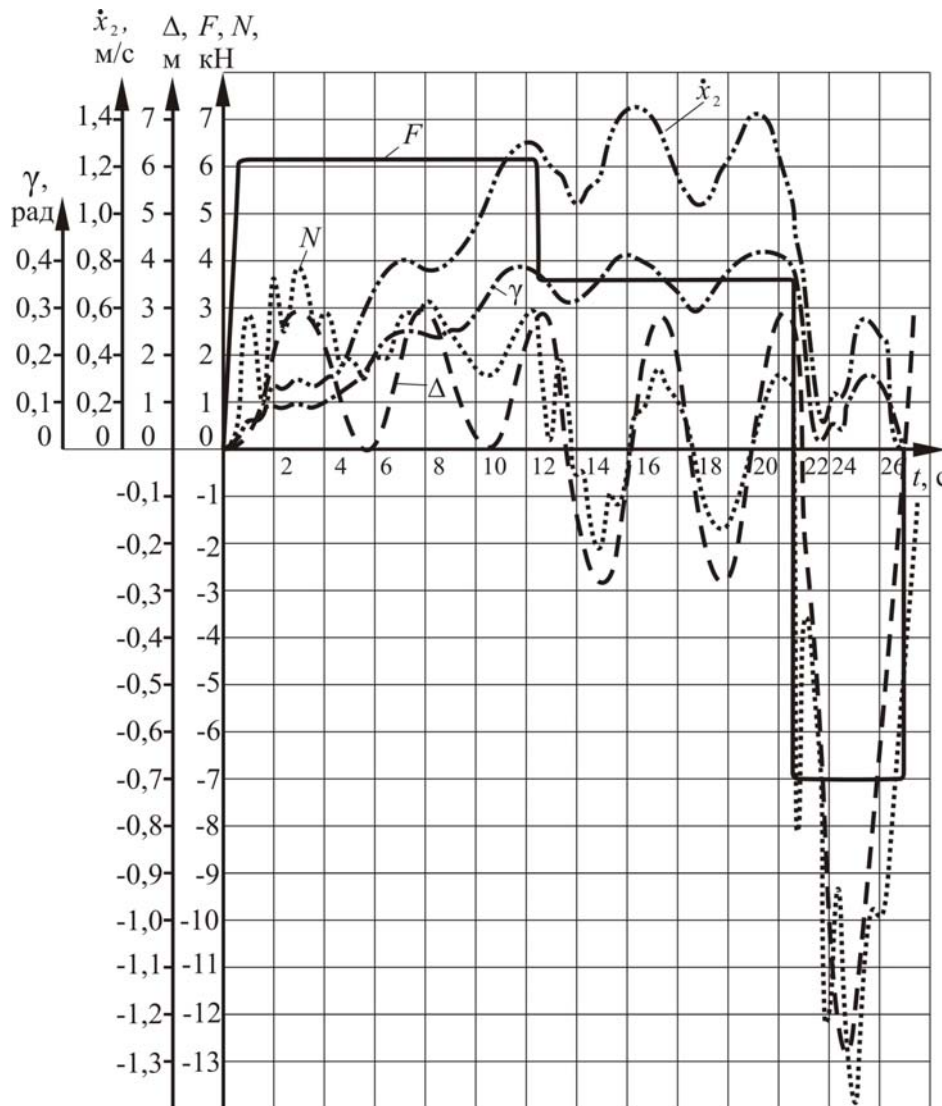


Рис. 2.56. Керований перехідний процес для мостового крана з гідрооб'ємним приводом:  $F$  – зусилля у валопроводі;  $N$  – зусилля у металоконструкції;  $x_2$  – швидкість руху кінцевої балки;  $\Delta$  – відхилення вантажу від вертикалі

На рис. 2.57 показана залежність часу розгону крана і максимальних зусиль у металоконструкції від рівня стабілізації зусиль у трансмісії (тиск у гідроприводі). Ця залежність дозволяє визначити раціональний діапазон стабілізації тиску у гідроприводі: 9–11 МПа.

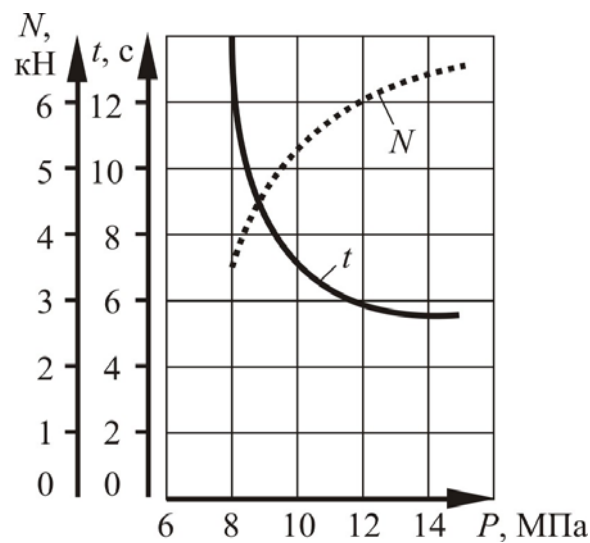


Рис. 2.57. Залежність часу розгону крана і максимальних зусиль у металоконструкції від рівня стабілізації тиску в гідроприводі

Видається цікавою з теоретичної точки зору задача забезпечення заданого навантаження металоконструкції, наприклад, по закону, показаному на рис. 2.58. В основний час розгону крана ( $t_1 - t_2$ ), рівномірного ходу рівномірного ходу ( $t_3 - t_4$ ) і гальмування ( $t_5 - t_6$ ) навантаження на метало-конструкцію припускається постійним, а на ділянках  $(0 - t_1)$ ,  $(t_2 - t_3)$ ,  $(t_4 - t_5)$  і  $(t_6 - t_7)$  відбувається зміна навантаження.

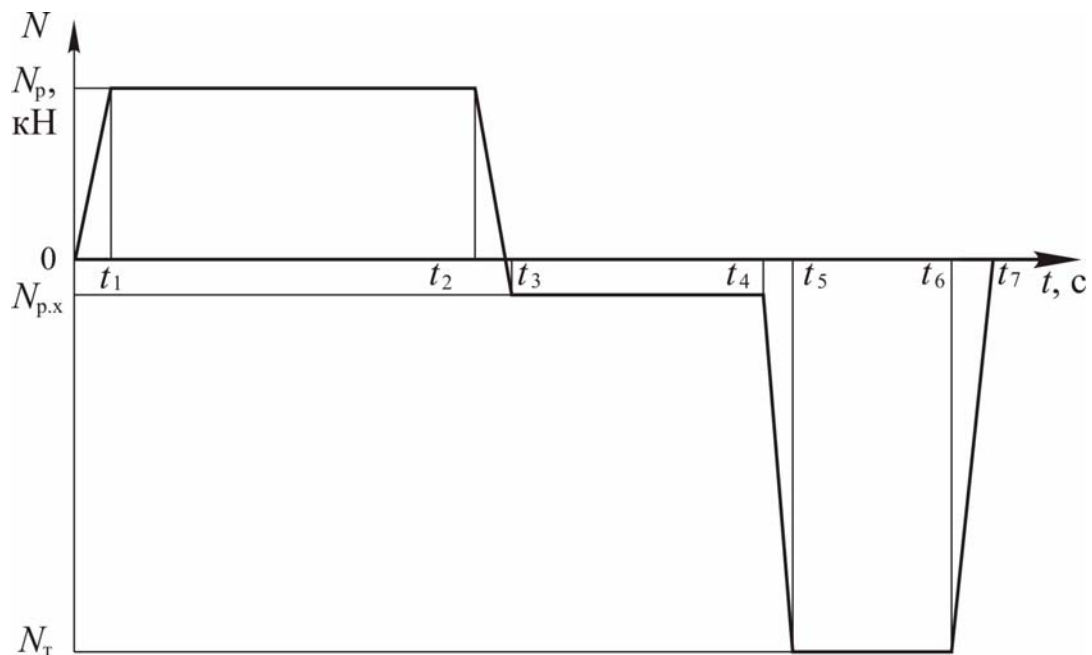


Рис. 2.58. Закон навантаження металоконструкції

Розрахункова динамічна схема мостового крана з гідроприводом механізму пересування показана на рис. 2.51, а прийняті припущення і параметри розрахункової схеми аналогічні до прийнятих вище при вирішенні задачі дослідження динамічних навантажень при різному керуванні гідрооб'ємним приводом.

З рівнянь (2.53) необхідно визначити параметр керування  $\gamma$ , як функцію фазових координат и параметрів крана, що реалізують вимогу

$$N = C_{23}(x_2 - x_3) = \text{const} \quad (2.62)$$

Припустимо, зусилля у металоконструкції  $N = C_{23}(x_2 - x_3) = B$ , де  $B = \text{const}$ .

Тоді,

$$x_2 - x_3 = \frac{B}{C_{23}}; \quad x_2 = x_3 + \frac{B}{C_{23}}; \quad \dot{x}_2 = \dot{x}_3 \quad (2.63)$$

З рівнянь руху крана (2.53) знаходимо

$$\gamma = \frac{1}{ak_{\omega}} \left[ \ddot{x}_1 T_{\text{мех}} + \dot{x}_1 + \frac{a^2}{F_{\text{пр}}} (x_1 - x_2) C_{12} \frac{a^2}{F_{\text{пр}}} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) f_{12} \right]; \quad (2.64)$$

$$C_{12}(x_1 - x_2) + f_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = m_2 \ddot{x}_2 + W + B; \quad (2.65)$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{B - m_4 g (x_3 - x_4) / L}{m_3}. \quad (2.66)$$

З рівнянь (2.64) і (2.65) з урахуванням (2.63) випливає

$$C_{12}(x_1 - x_2) + f_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = \frac{m_2}{m_3} \left[ B - \frac{m_4 g}{l} (x_3 - x_4) \right] + W + B. \quad (2.67)$$

Закон зміни функції керування (2.64) з урахуванням (2.67) запишеться у вигляді

$$\gamma = \frac{1}{ak_{\omega}} \left\{ \ddot{x}_1 T_{\text{мех}} + \dot{x}_1 + \frac{a}{F_{\text{пр}}} \left[ \frac{2}{m_3} \left( B - \frac{m_4 g}{l} (x_3 - x_4) \right) + W + B \right] \right\}. \quad (2.68)$$

Таким чином, задаючи функцію керування у вигляді (2.68), отримаємо закон зміни навантажень у металоконструкції, наведений на рис. 2.58.

Вирішуючи рівняння руху (2.53) за оптимального закону зміни функції керування (2.68), отримаємо перехідний процес, графік якого наведений на рис. 2.59.

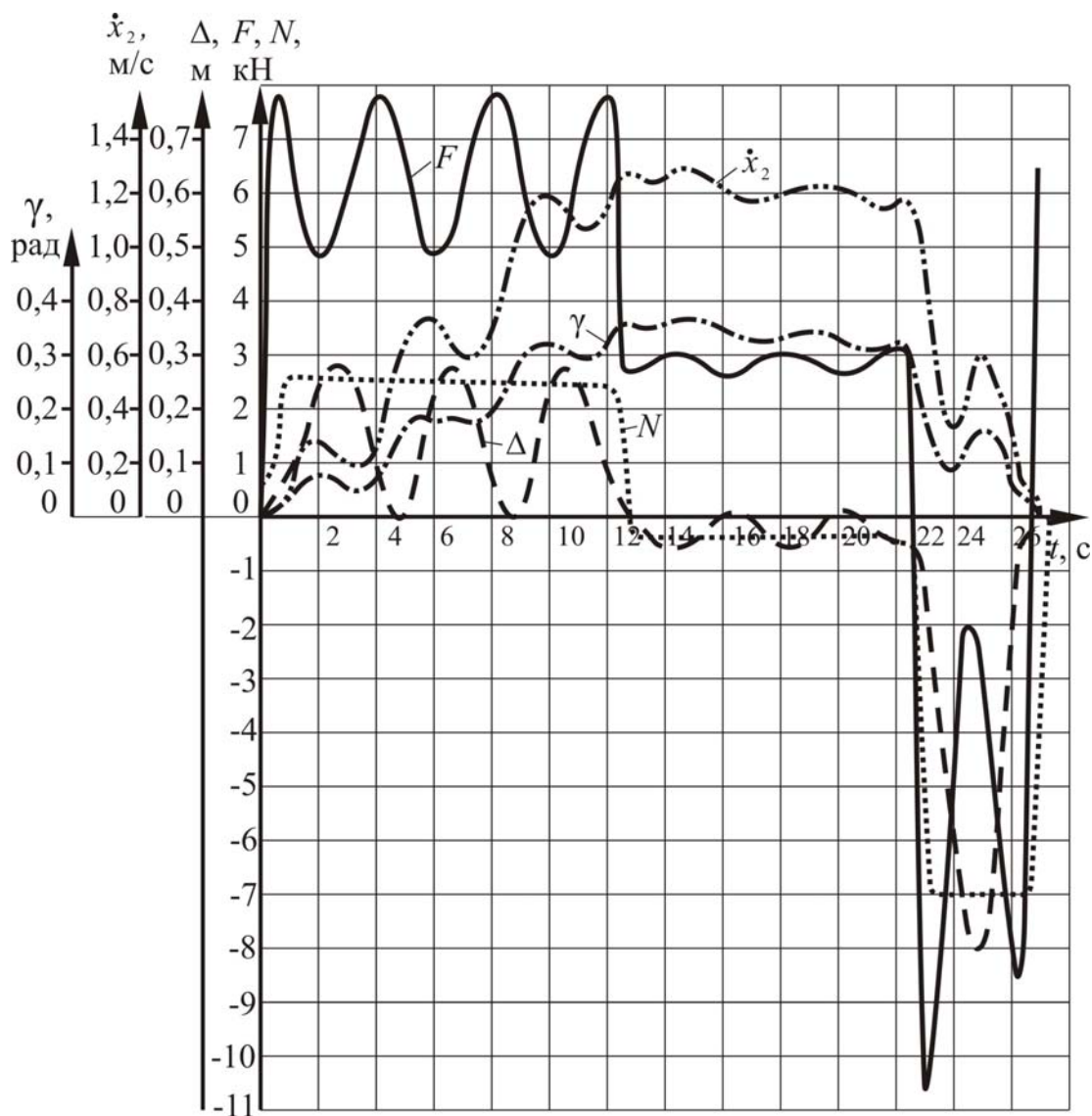


Рис. 2.59. Керований перехідний процес для мостового крана з гідрооб'ємним приводом ( $N = \text{const}$ ):  $F$ ,  $N$  – зусилля у валопроводі і металоконструкції відповідно;  $\dot{x}_2$  – швидкість руху кінцевої балки;  $\Delta$  – відхилення вантажу;  $\gamma$  – параметр регулювання насоса

У результаті теоретичних досліджень мостового крана встановлено:

1. Внаслідок значних демпфуючих властивостей гідрооб'ємного привода характер зміни зусиль у валопроводах і металоконструкції плавний навіть при різкій зміні кута нахилу шайби насоса.

2. Лінійна зміна параметра регулювання у порівнянні з іншими способами, які реалізує слідкуюча система, забезпечують зниження навантажень в 1,3–3,1 рази. Вирішення задачі оптимізації напруженого стану валопроводу й металоконструкції можливо при створенні системи автоматичного керування продуктивністю насоса з використанням зворотних зв'язків.

3. Обмеження кута відхилення вантажних канатів приводить не тільки до зменшення часу на наведення вантажу, але й до стабілізації навантажень у металоконструкції, що можливо при створенні систем керування гідроприводом з використанням зворотного зв'язку по куту відхилення.

4. Отримані аналітичні вирази законів керуючого впливу у функції часу. Рациональний діапазон обмеження робочого тиску у приводі, при якому забезпечується комбінація сприятливого режиму роботи привода й продуктивності крана із зусиллями у елементах крана становить 9,0–11,0 МПа.

#### 2.6.1. Вибір структурної схеми керування роздільним регульованим гідрооб'ємним приводом

Дослідження динаміки гідроприводу показали, що припущення про лінійність і односпрямованість ланок гідроприводу справедливі при його роботі у сталому режимі, при обмеженому діапазоні кутових швидкостей і постійному навантаженні. Це пов'язано з тим, що реальна подача насоса буде менше номінальної через витоки й стисливість робочої рідини, які залежать від тиску у робочій порожнині гідромотора.

Зміна подачі насоса призводить до нелінійності швидкісної характеристики  $\Omega(\gamma)$ , що особливо помітно на так званих «повзучих» швидкостях. Крім того, при роботі на «повзучих» швидкостях слід враховувати нелінійний характер моменту тертя й навіть зміну коефіцієнта жорсткості  $\nu$ . При аналізі роботи об'ємного гідроприводу механічну характеристику  $M(\Omega)$ , виходячи з пропорційності зв'язку  $M$  і  $P$ , можна замінити залежністю  $P(\Omega)$ , що зручніше, враховуючи простоту визначення  $\Omega$  і  $P$ . Потужність, що віддається гідромотором при заданому куті  $\gamma$ , буде визначатися відповідними до цього кута швидкістю і тиском у робочій порожнині. Тому перевантажувальна здатність гідроприводу за потужністю дорівнює перевантажувальній здатності за моментом і визначається відношенням максимально допустимого тиску до номінального.

Із сказаного випливає, що динамічні характеристики гідроприводу можна описати залежностями  $\Omega(t)$  і  $P(t)$  [34], тобто

$$\Omega_x V(t) = \Omega(t) + W \left[ \tau + \left( \nu + N_s(|P|) \right) S \right] P(t); \quad (2.69)$$

$$WP(t) = (H - J_s) \Omega(t) + N_H(\Omega) + M_s(t), \quad (2.70)$$

де  $V(t)$  – безрозмірна координата входу ( $-1 \leq V \leq +1$ );  $\Omega(t)$  – кутова швидкість гідромотора;  $\Omega_x$  – кутова швидкість холостого ходу;  $P(t)$  – перепад тиску у робочій порожнині гідромотора;  $W$  – характерний об'єм гідроприводу;  $\tau$  і  $\nu$  – коефіцієнти герметичності і жорсткості;  $H$  – коефіцієнт активного опору;  $J_s$  – приведений момент інерції;  $M_s(t)$  – збурюючі впливи на виході гідромотора;  $N_H(\Omega)$  і  $N_s(|P|)$  – коефіцієнти, що враховують нелінійний характер моменту тертя і нелінійність  $\nu$ ;  $t$  – час;  $S$  – оператор.

Використовуючи автоматичну систему керування, у якій закон зміни вхідної координати привода визначається не тільки необхідною швидкістю переміщення об'єкта, але й тиском у робочій порожнині, можна отримати

перехідний процес, а залежність між тиском і зусиллями в об'єкті керування дозволяє вважати, що такий процес буде оптимальним з погляду зміни зусиль в елементах металоконструкції й руху вантажу.

Одна із загальних структурних схем автоматичної системи керування зображена на рис. 2.60. У цій схемі враховані внутрішні зв'язки гідроприводів згідно з рівняннями (2.69) і (2.70) і зовнішні зворотні зв'язки, створювані об'єктом керування й ланками зворотного зв'язку за тиском і швидкістю з передавальними характеристиками  $W_{кр}$ ,  $W_p$ ,  $W_\Omega$  відповідно.

Необхідний закон зміни вхідної координати  $V(t)$  реалізується керуючим пристроєм з передавальною характеристикою  $W_y$ .

Наведена структурна схема відображає керування двовимірним елементом – гідроприводом із двома вхідними координатами  $V(t)$  і  $M_s(t)$  й координатами виходу  $\Omega(t)$  й  $P(t)$ . Остання координата є функціональною, тому що, по-перше, її значення – функція від  $V(t)$  і  $M_s(t)$ , по-друге, значення  $P$  може обмежувати значення  $M_s$ ,  $N_s$  і  $\Omega$  за рахунок дії запобіжних клапанів або за рахунок реакції на орган регулювання.

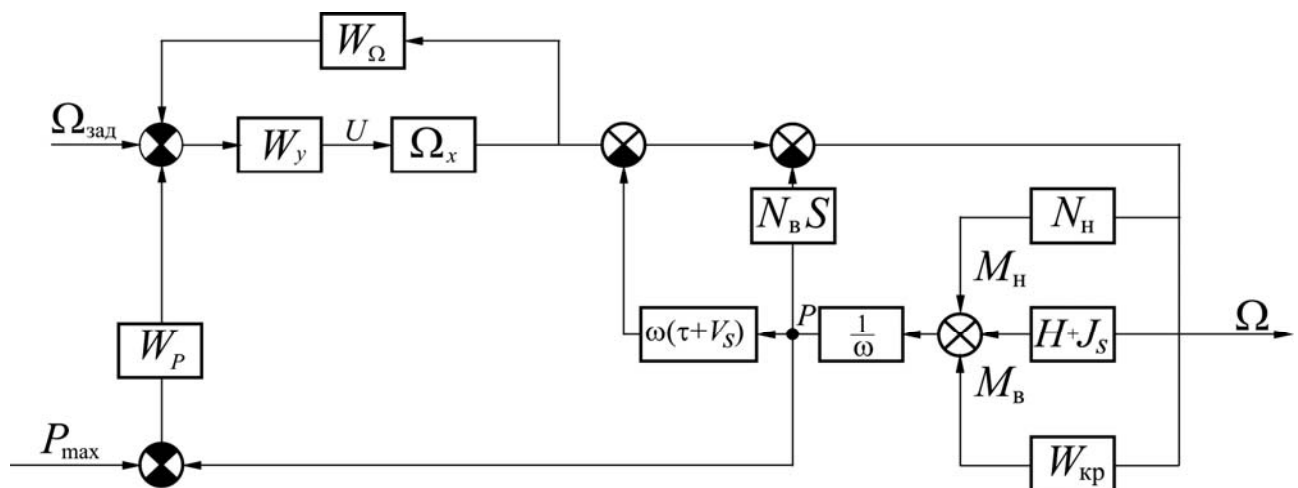


Рис. 2.60. Структурна схема автоматичної системи керування

Проведений аналіз і розглянута структурна схема дозволяють сформулювати вимоги до автоматичної системи оптимального керування: забезпечити досягнення заданої кутової швидкості  $\Omega$  за мінімальний час із урахуванням обмежень, які накладаються на перепад тиску у робочій порожнині гідромотора  $P$  і на керуючий сигнал  $V$ , за умови, що після закінчення перехідних процесів в об'єкті керування вантаж буде нерухомий відносно точки підвісу, тобто  $\varphi = 0$ ,  $\dot{\varphi} = 0$ ,  $\ddot{\varphi} = 0$ , де  $\varphi$  – кут відхилення вантажного каната від вертикалі.

Розглянемо структурну схему керування роздільним гідрооб'ємним приводом.

Для використання загальних методів аналізу і синтезу систем автоматичного керування гідропривод з елементами системи керування наведемо у

вигляді структурної схеми (рис. 2.61). На схемі позначені:  $\gamma_{\text{вх}}$  – вхідний параметр (кут повороту рукоятки керування);  $\delta$  – кут неузгодженості;  $k$  – коефіцієнт пропорційності (кут неузгодженості в напрузі);  $U_{\text{еп}} = k\delta$  – керуюча напруга;  $k_{\text{еп}}$  – коефіцієнт зусилля електронного підсилювача;  $\frac{k_{\text{дв}}}{S(T_{\text{дв}}S + 1)}$  – передатна характеристика двигуна;  $\gamma_{\text{дв}}$  – кут повороту двигуна;  $k_{\text{ред}}$  – коефіцієнт передачі редуктора;  $\gamma_{\text{н}}$  – кут повороту колиски насоса;  $k_{\Omega}$  – коефіцієнт пропорційності між кутом повороту шайби і швидкістю холостого ходу гідромотора;  $N_{\text{в}}S$  – нелінійна складова тиску;  $\omega$  – характерний обсяг гідромотора;  $\tau$  – коефіцієнт герметичності;  $\nu$  – коефіцієнт нелінійності;  $J$  – приведений момент інерції;  $H$  – коефіцієнт активного опору;  $N_{\text{н}}$  – коефіцієнт нелінійності;  $\frac{K_{\text{DDM}}}{T_2S^2 + 2T_2\xi S + 1}$  – передатна функція сильфонного датчика тиску;  $S$  – оператор;  $M_{\text{ст}}$  – статичний момент опору пересуванню крана;  $M_{\text{в}}$  – динамічна складова моменту опору.

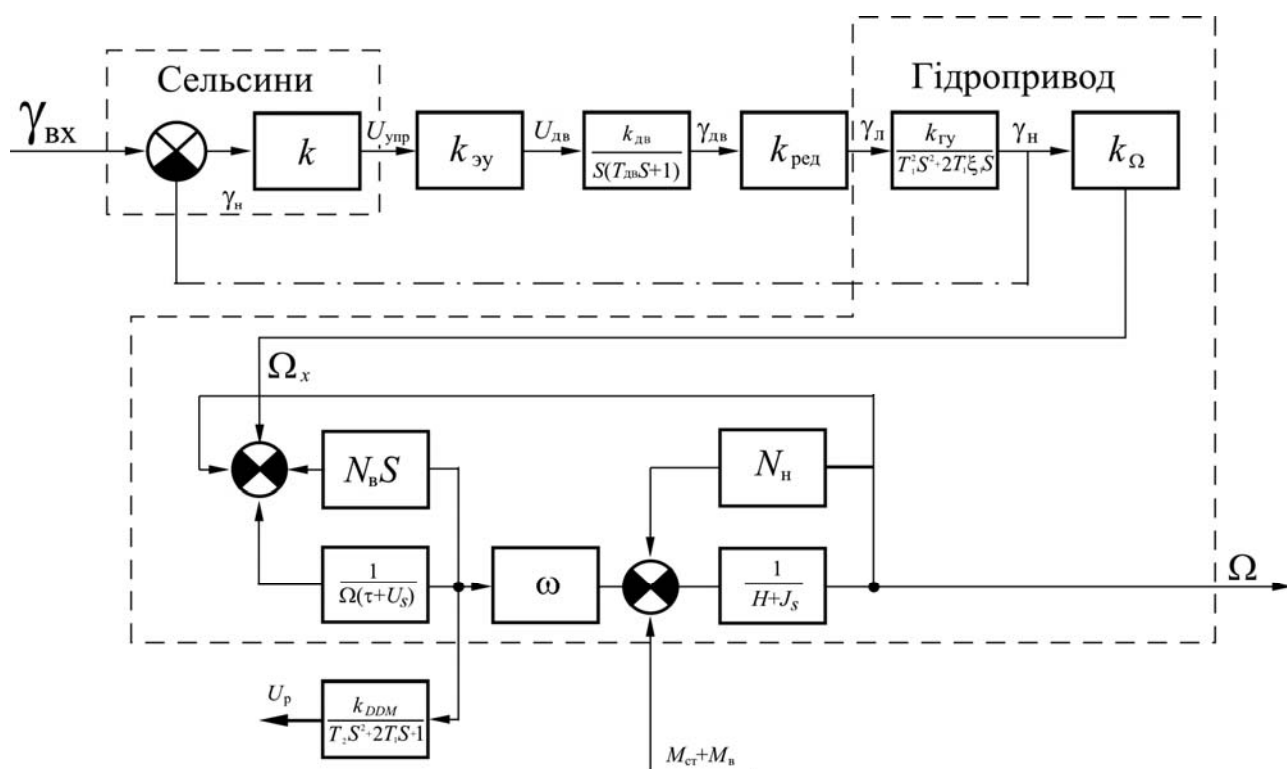


Рис. 2.61. Структурна схема гідроприводу з елементами системи керування

Повна структурна схема системи керування показана на рис. 2.62 (схема для одного привода). У схемі враховані внутрішні зворотні зв'язки крана, гідроприводу і зовнішні зворотні зв'язки системи керування. Представлена схема показує взаємозв'язок перекосу крана, тиску в гідроприводі, кута відхилення вантажного каната, швидкості обертання гідромотора і керуючого впливу  $\gamma_{\text{н}}$ .



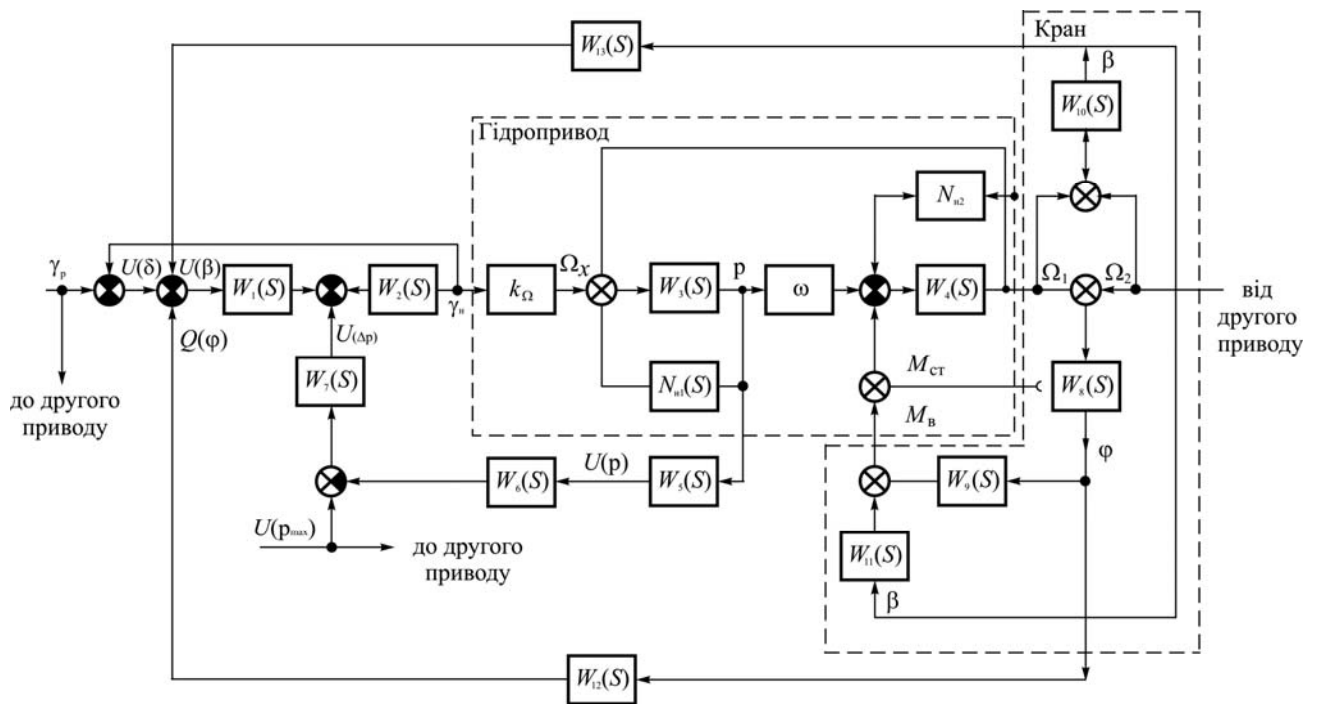


Рис. 2.62. Структурна схема керування гідроприводами механізму пересування мостового крана

Кут перекосу крана  $\varphi$  визначається різницею швидкостей переміщення крана, у яку крім незалежної погрішності (різниця діаметрів приводних коліс, положення вантажного візка, стану підкранових колій і т.д.) входить похибка, зумовлена функціональним параметром  $\Delta\Omega$  – різницею кутових швидкостей обертання гідромоторів. Відповідно до запропонованої схеми перекус крана можна запобігати й усувати, змінюючи керуючий параметр  $\gamma_n$  відповідним чином, що знайшло відображення в схемі через зворотний зв'язок  $W_{12}$ .

Кут відхилення вантажного каната від вертикалі визначається середнім прискоренням, масою вантажу, довжиною підвісу і положенням вантажу у початковий момент руху. Останні три параметра є незалежними, а перший визначається кутовою швидкістю обертання гідромотора.

### 2.6.2. Стабілізація зусиль у валопроводах і металоконструкції

Система керування гідростатичним регульованим низькомоментним приводом механізму пересування мостового крана призначена для обмеження і стабілізації зусиль у валопроводах і металоконструкції кранів під час перехідних процесів і рівномірного ходу [33]. Основними елементами гідростатичного привода є: асинхронний приводний електродвигун типу АО, регульований насос типу ПД та низькомоментний гідродвигун типу ПМ.

Блок-схема системи керування наведена на рис. 2.63. Основні елементи: ручка керування 1, на одній осі з якою розташований сельсин-датчик 2, 3 – сельсин-приймач, 4 – електронний підсилювач, 5 – реверсивний серводвигун, 6 – розподільний трансформатор, 7 – програмне лекало з роликком, 8 і 9 – датчики тиску, 10 – задатчик максимального зусилля, 11 – пристрій автома-

тичного керування, 12 і 13 – електронні ключі, 14 – операційний підсилювач, 15 – модулятор.

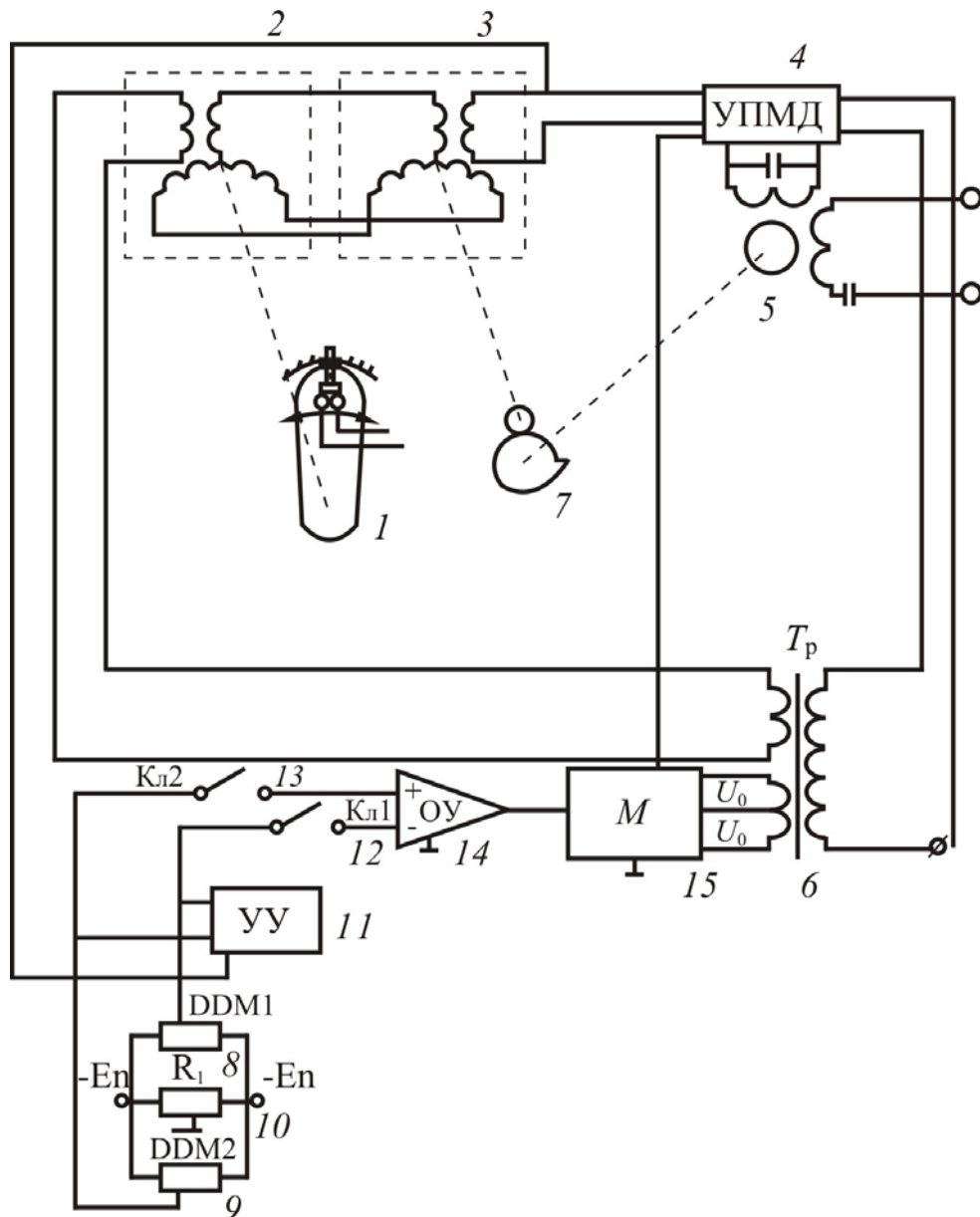


Рис. 2.63. Схема керування гідроприводом зі стабілізацією зусиль у трансмісії та елементах металевої конструкції:

1 – ручка керування; 2, 3 – сельсини; 4 – електронний підсилювач, 5 – реверсивний електродвигун; 6 – розподільний трансформатор; 7 – програмне лекало з роликом; 8 і 9 – датчики тиску; 10 – задатчик максимального зусилля; 11 – пристрій автоматичного керування; 12 і 13 – електронні ключі; 14 – операційний підсилювач; 15 – модулятор

У вихідному стані ручка керування 1 знаходиться у вертикальному (за схемою) положенні, повзунки потенціометрів датчиків тиску 8 і 9 – у крайньому лівому положенні (при нейтральному положенні ручки керування тиск в обох трубопроводах однаковий і мінімальний). Положення повзунка задатчика максимального зусилля 10 визначається заданим робочим тиском, який пропорційний зусиллю, яке виникає у валопроводах механізму пересування або

металоконструкції крана. Електронні ключі 12 і 13 – розімкнуті, напруга, що знімається з мостів DDM1 – R1 (8-10) і DDM2 – R2 (9-10) – позитивна.

При переміщенні ручки керування 1 за годинниковою стрілкою чи проти годинникової стрілки повертається зв'язана з нею вісь сельсина-датчика 2. З'являється кут неузгодженості між сельсином-датчиком 2 і сельсином-приймачем 3 і, як наслідок, на вході електронного підсилювача 4 – сигнал, фаза якого залежить від напрямку повороту ручки 1, а амплітуда – від величини кута неузгодженості. Сигнал, надходячи на пристрій автоматичного керування 11 і реверсивний двигун 5, визиває роботу пристрою і дає сигнал реверсивному двигуну, що повертає колиску гідронасоса, а разом з нею, через програмне лекало і ролик 7, вісь сельсина-приймача 3, прагнучи звести до нуля кут неузгодженості. При роботі гідроприводу тиск в одному з трубопроводів зростає, при цьому тиск не залежить від швидкості обертання, а визначається навантаженням, яке необхідно перебороти приводу для забезпечення руху крана.

Для визначеності опису роботи схеми будемо вважати, що зростає тиск у трубопроводі, який вимірюється датчиком тиску 8 (DDM1) і його повзунок переміщується зліва направо (за схемою) пропорційно зусиллям у валопроводах металоконструкції крана. При цьому напруга, яка знімається з моста DDM1 – R1, буде зменшуватися. Коли напруга стане рівною нулю, тобто повзунок DDM1 займе таке саме положення, як і повзунок R1, тиск у трубопроводі стане рівним заданому, спрацює пристрій керування 11 і замкне ключ 12, дозволяючи проходження сигналу з моста DDM1 – R1 на модулятор 15 через операційний підсилювач 14. Операційний підсилювач 14 слугує для посилення сигналів і перетворення їхньої полярності (сигнал, що йде через ключ 12 змінює свою полярність, а сигнал, що йде через ключ 13 – ні). Модулятор 15 перетворює постійну напругу в сигнал з частотою 50 Гц, фаза якого залежить від полярності напруги, що надходить від операційного підсилювача, а амплітуда – від величини.

Таким чином, при тиску в системі, рівному заданому, (зусилля у валопроводі), на виході модулятора 15 сигнал буде відсутній і реверсивний двигун 5 буде відпрацьовувати тільки сигнал, одержаний від ручки керування (сельсина-датчика 2). Але через те, що ключ 12 замкнений, то всяка зміна тиску в трубопроводі, тобто положення повзуна DDM (зусилля у валопроводах) призведе до появи на виході модулятора 15 сигналу, який, алгебраїчно сумуючись із сигналом від ручки керування 1 на вході електронного підсилювача 4, буде обертати двигун 5 таким чином, щоб при зростанні тиску в трубопроводі (зусиль у валопроводах або металоконструкції) кран пригальмувався, а при зменшенні – розганявся швидше. Зусилля буде підтримуватися на заданому рівні. Процес буде продовжуватися весь період розгону.

Під час рівномірного ходу, навантаження у валопроводах і металоконструкції зменшаться. Система на час рівномірного ходу відключається. Відбувається це в такій послідовності: досягнення краном заданої швидкості визначається зменшенням кута неузгодженості між сельсином-датчиком 2 і

сельсином-приймачем 3 до нуля, тобто момент, коли сигнал на вході сельсина-приймача 3 стане рівним нулю. Сигнал надходить на пристрій керування 11 і останній розмикає ключ 12 і схема перестає реагувати на зменшення зусиль в елементах крана. При гальмуванні крана всі описані процеси повторюються тільки після замикання ключа; збільшення тиску в трубопроводі (зусиль у конструкції крана) викликає зменшення інтенсивності гальмування, а зменшення тиску – збільшення інтенсивності.

### 2.6.3. Обмеження кута відхилення вантажного каната

Система керування призначена для обмеження кута відхилення вантажного каната і гасіння коливань вантажу при керуванні механізмом пересування мостового крана з регульованим гідростатичним приводом.

Блок-схема системи керування приведена на рис 2.64.

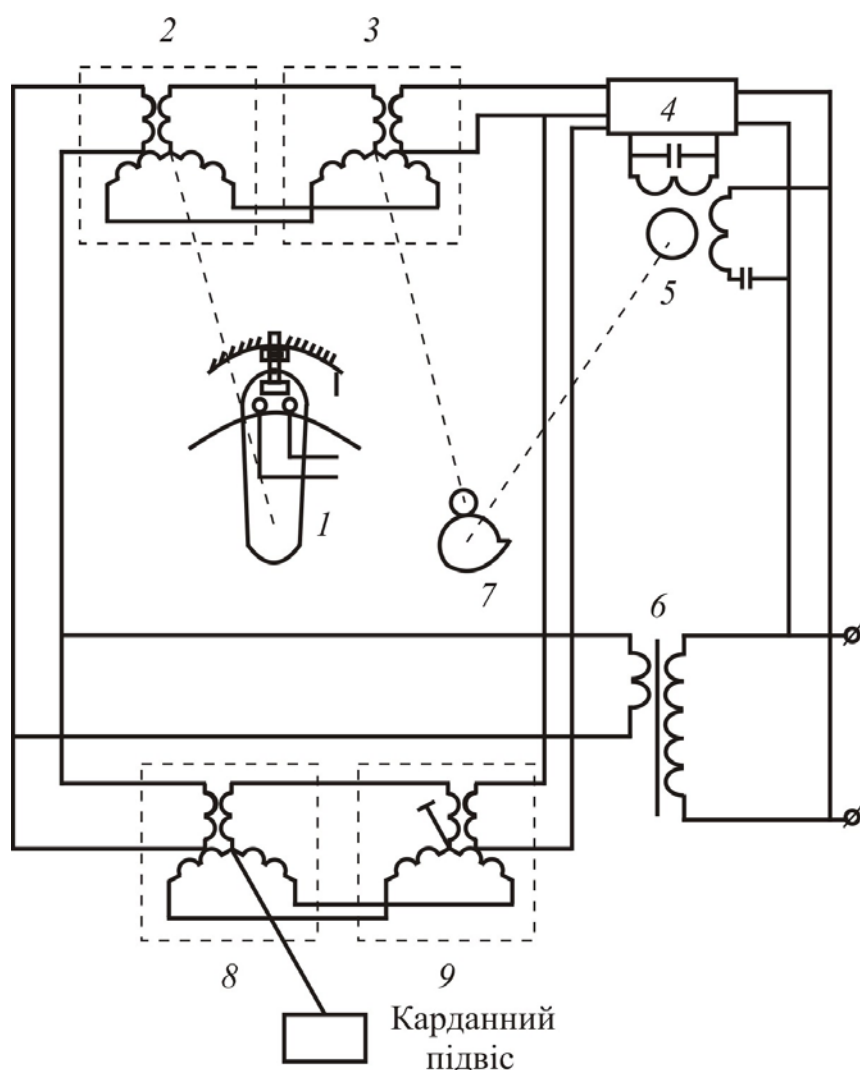


Рис. 2.64. Схема керування гідроприводом з обмеженням кута відхилення вантажного каната:

- 1 – ручка керування; 2 – сельсин-датчик; 3 – сельсин-приймач; 4 – електронний підсилювач;  
5 – реверсивний електродвигун; 6 – розподільний трансформатор;  
7 – програмне лекало з роликом; 8 – сельсин-датчик; 9 – сельсин-приймач

Основними елементами є: ручка керування 1, сельсин-датчик 2, сельсин-приймач 3, електронний підсилювач 4, реверсивний електродвигун 5, розподільний трансформатор 6, програмне лекало з роликом 7, сельсин-датчик 8 і сельсин-приймач 9. Сельсини 8 і 9 призначені для перетворення кута відхилення вантажного каната в сигнали керування реверсним двигуном 5. Вісь сельсина-датчика 8 через карданний підвіс механічно зв'язані з канатом, вісь сельсина-приймача 9 – затиснена в гальмівних колодках.

У початковому стані, коли вантажний канат займає вертикальне положення, кут неузгодженості між сельсинами 8 і 9 дорівнює нулю. Отже, відсутній і подальший сигнал для реверсивного двигуна 5. Регулювання кута неузгодженості виконується поворотом осі сельсина-приймача 9 у гальмівних колодках.

При відхиленні вантажного каната від вертикалі вісь сельсина-датчика 8 повертається через карданний підвіс. При цьому з'являється кут розбіжності між сельсинами 8 і 9, і, отже, на вході підсилювача 4 з'являється додатковий сигнал керування, фаза якого залежить від напрямку відхилення вантажного каната від вертикалі, а амплітуда пропорційна величині цього кута.

При повороті ручки керування 1 повертається вісь сельсина-датчика 2 і на вході підсилювача 4 з'являється сигнал, фаза якого залежить від напрямку, а амплітуда – від розміру кута неузгодженості між сельсинами 2 і 3. Кран починає рух у напрямку, заданому ручкою керування, а вантаж за рахунок сили інерції відстає від крана. При відсутності обмеження кута відхилення вантажного каната, вантаж відхиляється на значний кут, що приводить в остаточному підсумку до коливань вантажу. При роботі схеми, відхилення вантажу викликає появу додаткового сигналу за рахунок неузгодженості сельсинів 8 і 9, що алгебраїчно сумуючись із сигналом, одержуваним за рахунок неузгодженості сельсинів 2 і 3 загальмовує рух крана, примушуючи вантаж «доганяти» кран, таким чином, щоб кут відхилення каната був менше заданого. Якщо вантаж робить коливальні рухи, то через деякий час він «обжене» кран, при цьому сигнал керування від сельсинів 8 і 9 змінить свою фазу, і алгебраїчно сумуючись із сигналом від сельсинів 2 і 3 прискорить рух крана, змушуючи його «доганяти» вантаж. Це приводить до ефекту механічного демпфування, адже швидкість крана буде змінюватись щодо середнього значення синхронно з коливаннями вантажу. Коливання вантажу припиняються. Кран рухається в напрямку і зі швидкістю, заданою ручкою керування 1 без коливань вантажу.

Аналогічно відбувається процес при гальмуванні крана. Кран починає гальмування по сигналу, що подається від ручки керування, вантаж випереджає кран, але сигнал від сельсинів 2 і 3 змушує кран «доганяти» вантаж, не дозволяючи збільшувати кут відхилення вантажного каната від вертикалі.

Якщо при зупинці крана (рукоятка у початковому положенні) вантаж здійснює коливання, то сигнал неузгодженості, отриманий від сельсинів 8 і 9, подається на реверсивний двигун 5, що впливає на насос і змушує кран рухатись у той бік, куди відхиляється вантаж: це призводить до зменшення

кута відхилення вантажного каната, тобто кран відслідковує коливання вантажу. Це приводить до швидкого гасіння коливань вантажу на гнучкому підвісі.

*2.6.3.1. Спосіб запису кута відхилення вантажних канатів.* У НТУ «ХПІ» розроблені і виготовлені дослідні зразки датчика для запису кута відхилення вантажних канатів кранів мостового типу. Розробка такого датчика викликана необхідністю дослідження характеру поведінки вантажу на гнучкій підвісі при різних способах керування механізму пересування мостового крана з електромеханічним і гідростатичним приводами, адже коливання вантажу чинить значний вплив на динамічні навантаження в елементах кранів і є перешкодою подальшої інтенсифікації роботи вантажопідіймальних машин.

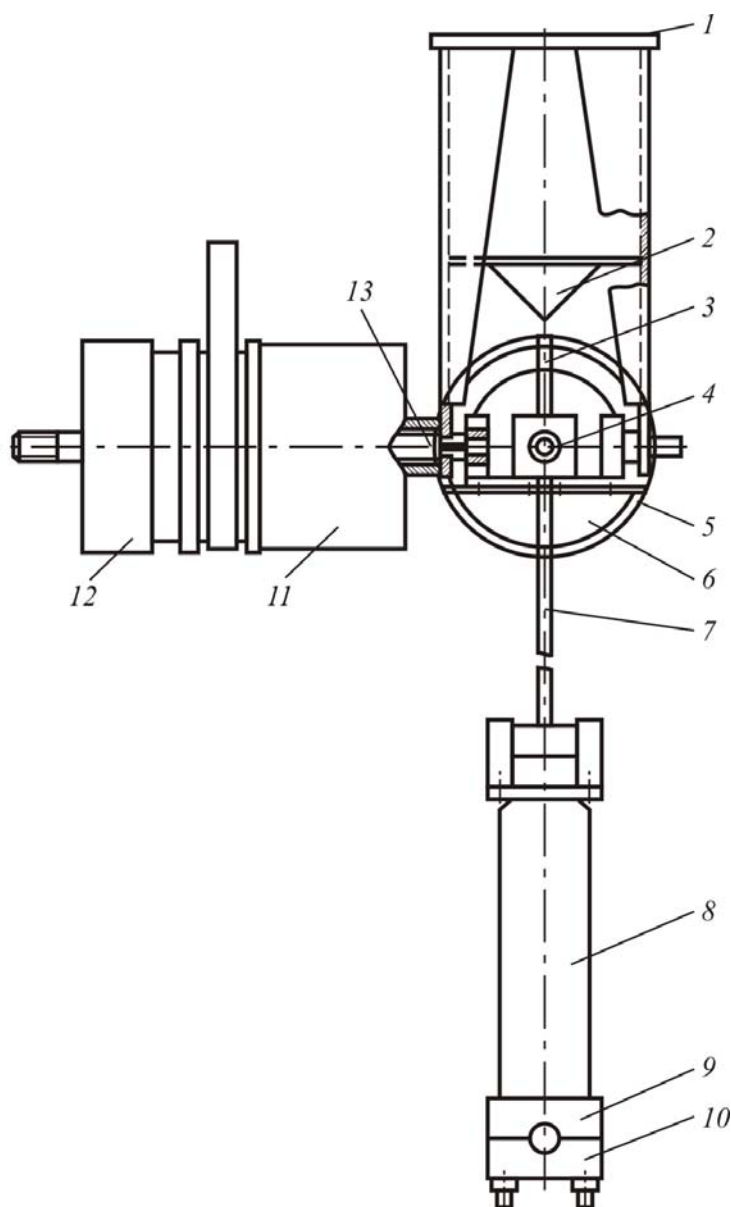


Рис. 2.65. Датчик кута відхилення вантажних канатів:  
1 – основа; 2, 3 – вказівники; 4 – втулка; 5 – рухоме гніздо;  
6 – сельсин-датчик; 7 – жорстка тяга; 8 – гнучка тяга; 9, 10 – планки;  
11 – нерухоме гніздо; 12 – сельсин-датчик; 13 – розрізна муфта

За допомогою датчика можливо фіксувати відхилення вантажного каната в двох площинах: поперечній (при пересуванні крана) і поздовжній (при переміщенні вантажного візка). Загальний вигляд датчика показаний на рис. 2.65. Основою 1 датчик кріпиться до металоконструкції візка. Вантажний канат пропускається в отвір між планками 9 і 10. Діаметр отвору залежить від діаметра каната. Датчик встановлюється таким чином, щоб канат і жорстка тяга 7 були паралельні між собою. Вантажний канат за допомогою планок 9 і 10 і гнучкою тяги 8 з'єднаний з жорсткою тягою 7. Гнучка тяга 8 слугує для запобігання поломки датчика в разі виходу з ладу обмежувача висоти підйому крюка. Правильність установки датчика контролюється за вказівниками 3 і 2. При відхиленні вантажного каната негайно відхиляється жорстка тяга, яка, у свою чергу, повертає на відповідний кут розрізну муфту 13 або втулку 4, з якими спеціальними напівмуфтами з'єднані ротори сельсинів-датчиків 6 і 12. Сельсини-датчики 6 і 12 кріпляться відповідно в нерухомому гнізді 11 та у рухомому 5. У даній конструкції використовуються безконтактні сельсини типу БД-404 А І класу, що гарантує датчику високу надійність у найнесприятливіших умовах експлуатації.

Маса датчика в зборі з встановленими сельсинами-датчиками не перевищує 4,4 кг.

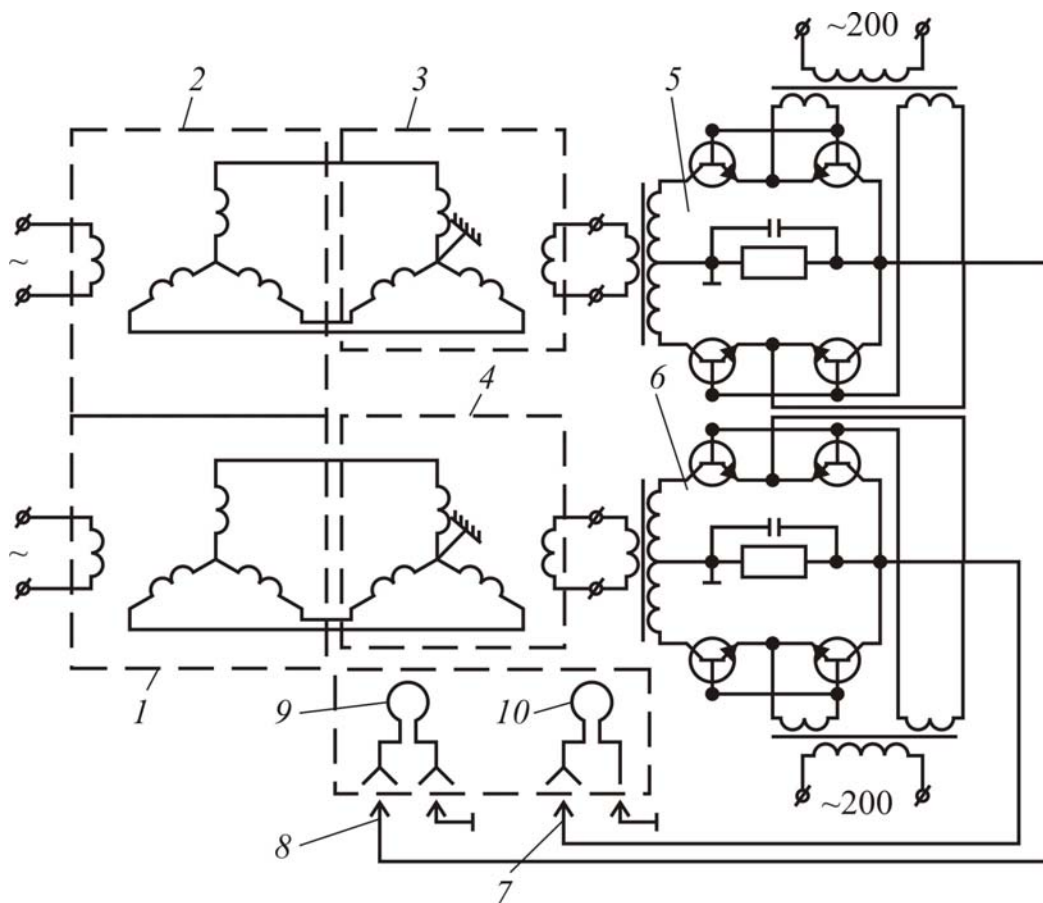


Рис. 2.66. Схема для запису кута відхилення вантажних канатів:  
1, 2 – сельсини-датчики; 3, 4 – сельсини-трансформатори; 5, 6 – фазові детектори;  
7, 8 – роз'єми; 9, 10 – осцилограф



Для запису кута відхилення вантажних канатів на папір за допомогою осцилографа розроблена схема, наведена на рис. 2.66. Схема працює в такий спосіб: сигнал від сельсинів-датчиків 1 і 2, які встановлені в гніздах датчика кута відхилення, подається в роторні обмотки сельсинів-трансформаторів 3 і 4, осі яких зафіксовані. Далі, через фазовий детектор 5 і 6 і роз'єми 7 і 8 сигнал надходить на шлейфи 9 і 10 осцилографа. Залежно, від характеру коливальних рухів вантажу запис проводиться одним з шлейфів.

Така конструкція датчика кута відхилення вантажних канатів використана в системі керування механізмом пересування з гідростатичним приводом, що забезпечує гасіння коливань вантажу.

*2.6.3.2. Датчик положення моста крана у плані.* У НТУ «ХПІ» розроблено і виготовлено дослідний зразок датчика положення моста крана в плані, який є одним з основних елементів системи керування механізмом пересування мостового крана з роздільним гідростатичним приводом.

Конструкція датчика показана на рис. 2.67. Основними елементами датчика є: прогумований ролик 7, тяга змінної довжини 6, вал 4, співвісно з яким з'єднаний сельсин-датчик 2. Сельсин-датчик 2 слугує для подачі керуючого впливу (при відхиленні крана від положення, при якому останній перпендикулярний підкрановому рельсу) в обмотку керування виконавчого серводвигуна системи керування. Пружина 3 забезпечує притиснення ролика 7 до голівки рейки під час пересування крана. Тяга змінної довжини 6 забезпечує можливість регулювання величини керуючого впливу (кута повороту ротора сельсина-датчика 2), що подається в обмотку керування серводвигуна, залежно від стану підкранових колій, зносу ходових коліс і їх типу до моменту встановлення на кран системи керування механізмом пересування мостового крана з роздільним гідростатичним приводом. Установка ролика на рівні головки рельсу виконується за допомогою переміщення повзуна 5 по валу 4.

Датчик положення моста крана в плані кріпиться на кінцевій балці.

Враховуючи важливість встановлення траєкторії руху крана при дослідженні кінематики руху з метою підвищення довговічності ходових коліс, в конструкції датчика положення моста крана в плані передбачено встановлення додаткового сельсина-датчика 1, який встановлений співвісно з валом 4 і сельсином-датчиком 2.

Завдяки такій конструкції можливо записати на осцилограф дійсну траєкторію руху крана з будь-яким приводом.

Блок-схема для запису траєкторії руху крана на осцилограф наведена на рис. 2.70. Роторні обмотки сельсина-датчика 1 і сельсина-трансформатора 2 з'єднані між собою. Ротор сельсина-трансформатора 2 зафіксовано, а ротор сельсина-датчика 1 зв'язаний з валом, який повертається за рахунок відхилення обгумованого ролика. Сигнал від сельсина-трансформатора 2 через фазовий детектор 3 і роз'єм 4 подається на шлейф осцилографа 5.

Описана конструкція датчика положення моста крана в плані дозволяє безперервно з великою точністю вимірювати перекіс крана у плані.

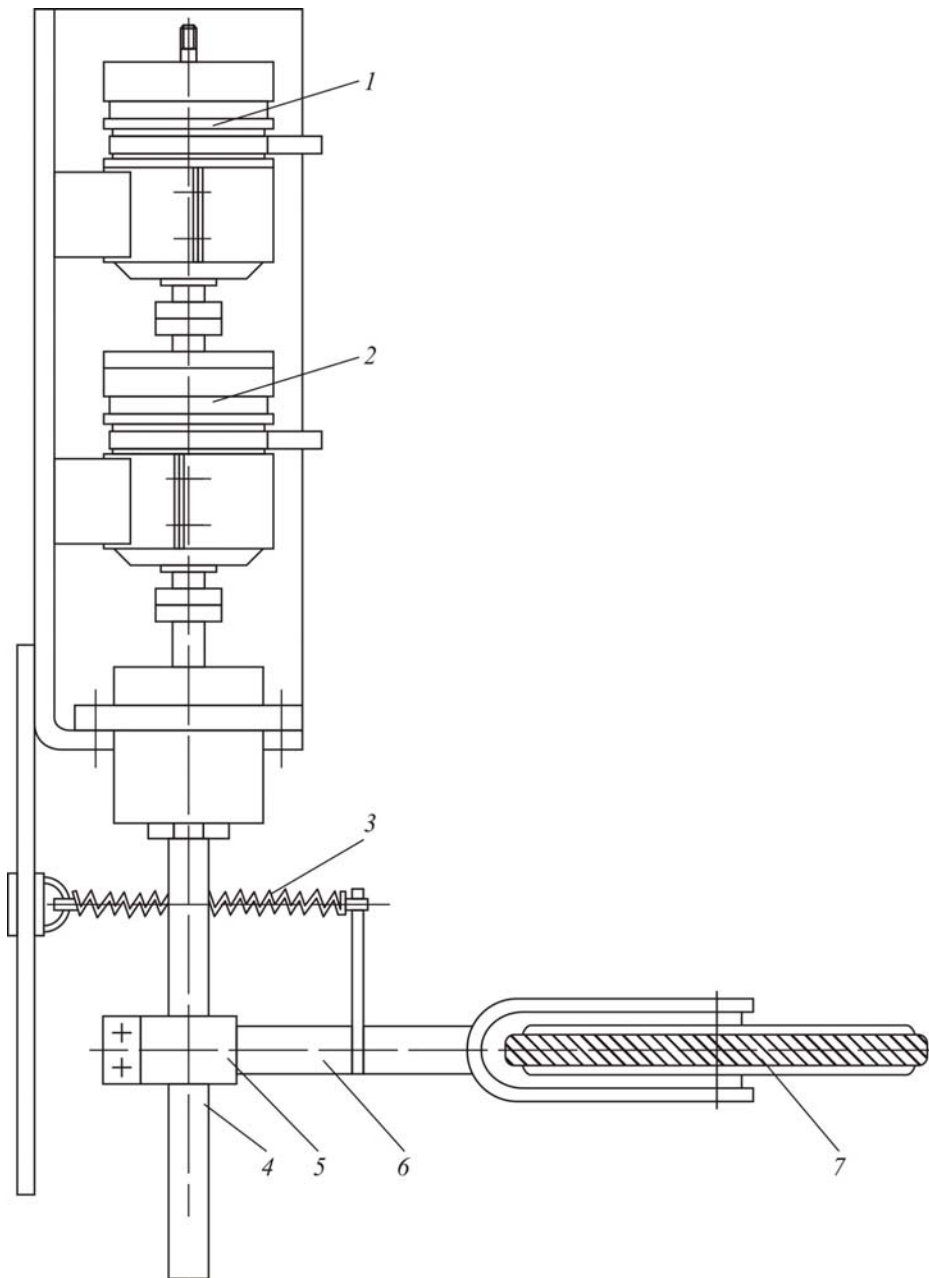


Рис. 2.67. Датчик положення моста крана у плані:  
 1, 2 – сельсин-датчик; 3 – пружина; 4 – вал; 5 – повзун; 6 – тяга змінної довжини;  
 7 – прогумований ролик

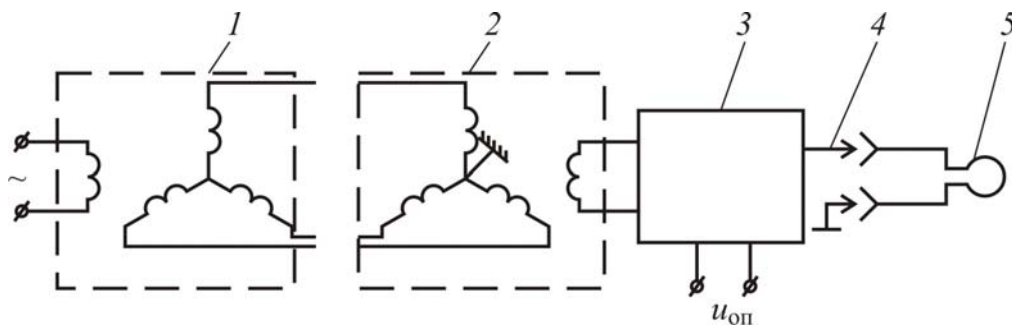


Рис. 2.68. Блок-схема для запису траєкторії руху крана на шлейфовий осцилограф:  
 1 – сельсин-датчик; 2 – сельсин-трансформатор; 3 – фазовий детектор; 4 – роз'єм;  
 5 – осцилограф

#### 2.6.4. Обмеження перекосів мостового крана у плані

У роздільному гідростатичному приводі кожен привід має свій регульований насос, діючи на який, можна отримати на виході гідромотора різні за величиною і знаком швидкості. Розглянемо перерозподіл навантаження гідромоторів (рис. 2.69) за умови, що  $M_{1c}$ ,  $M_{2c}$  – статичні моменти опору пересування сторін крана відповідно для першого і другого приводів, зведені до валів гідромотора;  $n_{1x.x}$ ,  $n_{2x.x}$  – швидкості гідромоторів на холостому ході при відсутності навантаження;  $M_{\max}$  – максимальний момент, який розвивається кожним двигуном.

Пересування крана можливо, коли швидкість пересування обох сторін крана однакова внаслідок зв'язку через металоконструкцію, тобто  $v_1 = v_2 = v$ . Крім того, необхідно, щоб сума моментів гідромотора дорівнювала сумі статичних моментів опорів пересування сторін крана, тобто,  $M_1 + M_2 = M_{1c} + M_{2c}$ , де  $M_1$  і  $M_2$  – моменти, які розвиваються гідромоторами.

Зрівняльні моменти, які виникають на гідромоторах, повинні бути однаковими, тобто  $\Delta M_1 = \Delta M_2$ , а момент, який розвиває гідромотор, не може бути більшим за  $M_{\max}$ , який визначається налаштуванням запобіжних клапанів гідромотора, тобто  $M = M_c + \Delta M \leq M_{\max}$ . Швидкість пересування крана  $n$  і перерозподіл навантаження гідроприводів можна знайти з рис. 2.69.

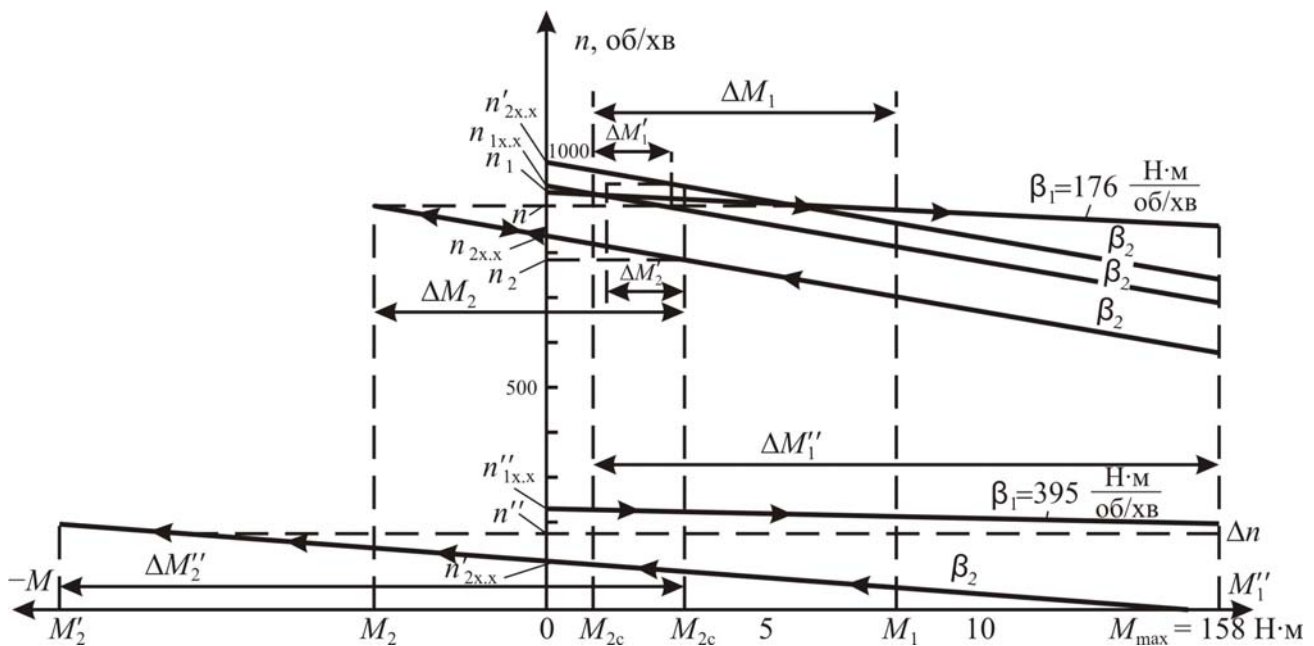


Рис. 2.69. Схема навантаження гідродвигунів

На відміну від електромеханічного приводу допускаємо, що  $n_{1x.x} \neq n_{2x.x}$ . Розглядаючи рис. 2.69, бачимо, що  $\Delta M_1 = (n_1 - n)\beta_1$ ;  $\Delta M_2 = (n - n_2)\beta_2$ , де  $n_1$ ,  $n_2$  – кутова швидкість, з якою міг би обертатися кожен з приводів, навантажений моментами  $M_{1c}$  і  $M_{2c}$ , якби обидва приводи не були зв'язані через металоконструкцію моста.

За умови, що  $\Delta M_1 = \Delta M_2 (n_1 - n)\beta_1 = (n - n_2)\beta_2$

$$n = \frac{n_1 \frac{\beta_1}{\beta_2} + n_2}{1 + \frac{\beta_1}{\beta_2}}; \quad n_1 = n_{1x.x} - \frac{M_{1c}}{\beta_1}; \quad n_2 = n_{2x.x} - \frac{M_{2c}}{\beta_2};$$

$$n = \frac{n_{1x.x} - \frac{M_{1c}}{\beta_1} + n_{2x.x} - \frac{M_{2c}}{\beta_2}}{1 + \frac{\beta_1}{\beta_2}} = \frac{1}{\beta_1 + \beta_2} \left[ (n_{1x.x}\beta_1 + n_{2x.x}\beta_2) - (M_{1c} + M_{2c}) \right]. \quad (2.71)$$

Виразимо  $M_c$  через  $M = \sum W$  і отримаємо

$$n = \frac{1}{\beta_2 + \beta_1} \left[ (n_{1x.x}\beta_1 + n_{2x.x}\beta_2) (\sum W_1 + \sum W_2) \frac{D}{2} \frac{1}{i\eta} \right]. \quad (2.72)$$

Припустивши  $n_{1x.x} = n_{2x.x} = n_0$ , що має місце у електромеханічному приводі приходимо до формули, отриманої В.П. Балашовим [35],

$$n = n_0 - \frac{1}{\beta_2 + \beta_1} (\sum W_1 + \sum W_2) \frac{D}{2} \frac{1}{i\eta}. \quad (2.73)$$

Знайдемо зрівняльний момент, який розвивається гідромоторами за умови  $n_{1x.x} \neq n_{2x.x}$ .

Підставляючи значення  $n$  у вираз для  $\Delta M$ , отримуємо

$$\Delta M_1 = \Delta M_2 = \Delta M = \frac{1}{1 + \frac{\beta_1}{\beta_2}} \left[ \beta_1 (n_{1x.x} - n_{2x.x}) + \frac{\beta_1}{\beta_2} M_{2c} - M_{1c} \right]. \quad (2.74)$$

Виразивши  $M_c$  через  $\sum W$ , маємо

$$\Delta M = \frac{1}{1 + \frac{\beta_1}{\beta_2}} \left[ \beta_1 (n_{1x.x} - n_{2x.x}) + \left( \frac{\beta_1}{\beta_2} \sum W_2 - \sum W_1 \right) \frac{D}{2} \frac{1}{i\eta} \right]. \quad (2.75)$$

За умови  $n_{1x.x} = n_{2x.x}$ , приходимо до формули, отриманої В.П. Балашовим для роздільного електромеханічного привода

$$\Delta M = \frac{1}{1 + \frac{\beta_1}{\beta_2}} \left( \frac{\beta_1}{\beta_2} \sum W_2 - \sum W_1 \right) \frac{D}{2} \frac{1}{i\eta}. \quad (2.76)$$

Далі визначимо умову, при якій зрівняльний момент гідродвигунів дорівнює нулю

$$n_{1x.x} - n_{2x.x} = \frac{M_{1c}}{\beta_1} - \frac{M_{2c}}{\beta_2}; \quad n_{2x.x} = n_{1x.x} - \frac{M_{1c}}{\beta_1} + \frac{M_{2c}}{\beta_2}. \quad (2.77)$$

На рис. 2.69 значення  $n_{2x.x}$ , при якому  $\Delta M = 0$ , позначено  $n'_{2x.x}$ . У випадку  $n_{1x.x} = n_{2x.x}$  отримуємо умову рівності нулю зрівняльного моменту

$$\frac{M_{1c}}{\beta_1} = \frac{M_{2c}}{\beta_2}.$$

Аналізуючи рис. 2.69 і розглянуті формули, можна зробити декілька важливих висновків. По-перше, значення зрівняльного моменту при  $n_{1x.x} \neq n_{2x.x}$  у загальному випадку більше, ніж при  $n_{1x.x} = n_{2x.x}$ . По-друге, при однаковій різниці  $n_{1x.x} - n_{2x.x}$  зрівнювальний момент збільшується зі зменшенням абсолютних значень  $n_{1x.x}$  і  $n_{2x.x}$ . Це залежить від збільшення жорсткості механічних характеристик гідроприводів при зменшенні кутової швидкості обертання гідромоторів. Як бачимо з рис. 2.69, у цьому випадку при незначних зовнішніх навантаженнях  $M_{1c}$ ,  $M_{2c}$  один з гідроприводів  $\beta_1$  працює в режимі спрацювання запобіжного клапана. Втрата енергії при цьому пропорційна зменшенню числа обертів гідроприводу  $\Delta n$ . Отримання такого режиму небажано, оскільки призводить до необґрунтованих перевантажень і перегріву системи.

На початку розгону гідроприводу, коли величини  $n_{1x.x}$  і  $n_{2x.x}$  ще малі, навіть при незначних помилках в керуванні насосами в цілому можливо, що гідромотори будуть обертатися в різні сторони. При цьому кран не може рушити з місця, адже порушиться умова можливості пересування крана:  $M_1 + M_2 = M_{1c} + M_{2c}$ . У цьому випадку при однаковому налаштуванні запобіжних клапанів гідромоторів  $M_1 + M_2 = M_{\max}$ . Оскільки значення  $M_1$  і  $M_2$  рівні за величиною, але протилежні за знаком, то сили, здатні подолати опору  $M_{1c}$  і  $M_{2c}$ , відсутні.

Відповідно до розглянутих формул при будь-якому розташуванні зовнішніх навантажень  $M_{1c}$  і  $M_{2c}$ , жорсткості механічних характеристик  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  і будь-якої кутової швидкості  $n_{1x.x}$  у роздільному гідростатичному приводі завжди можна знайти швидкість  $n_{2x.x}$ , коли  $\Delta M = 0$ . Тому роздільний гідростатичний привід перспективний для механізмів пересування вантажопідйомних машин, в яких величина зрівняльного моменту і перекосні сили можуть мати вирішальне значення (перевантажувачі, козлові крани).

На рис. 2.70 наведена функціональна схема керування гідроприводами механізму пересування, що забезпечує:

– безперекошний рух крана при розгоні, гальмування і рівномірного ходу;

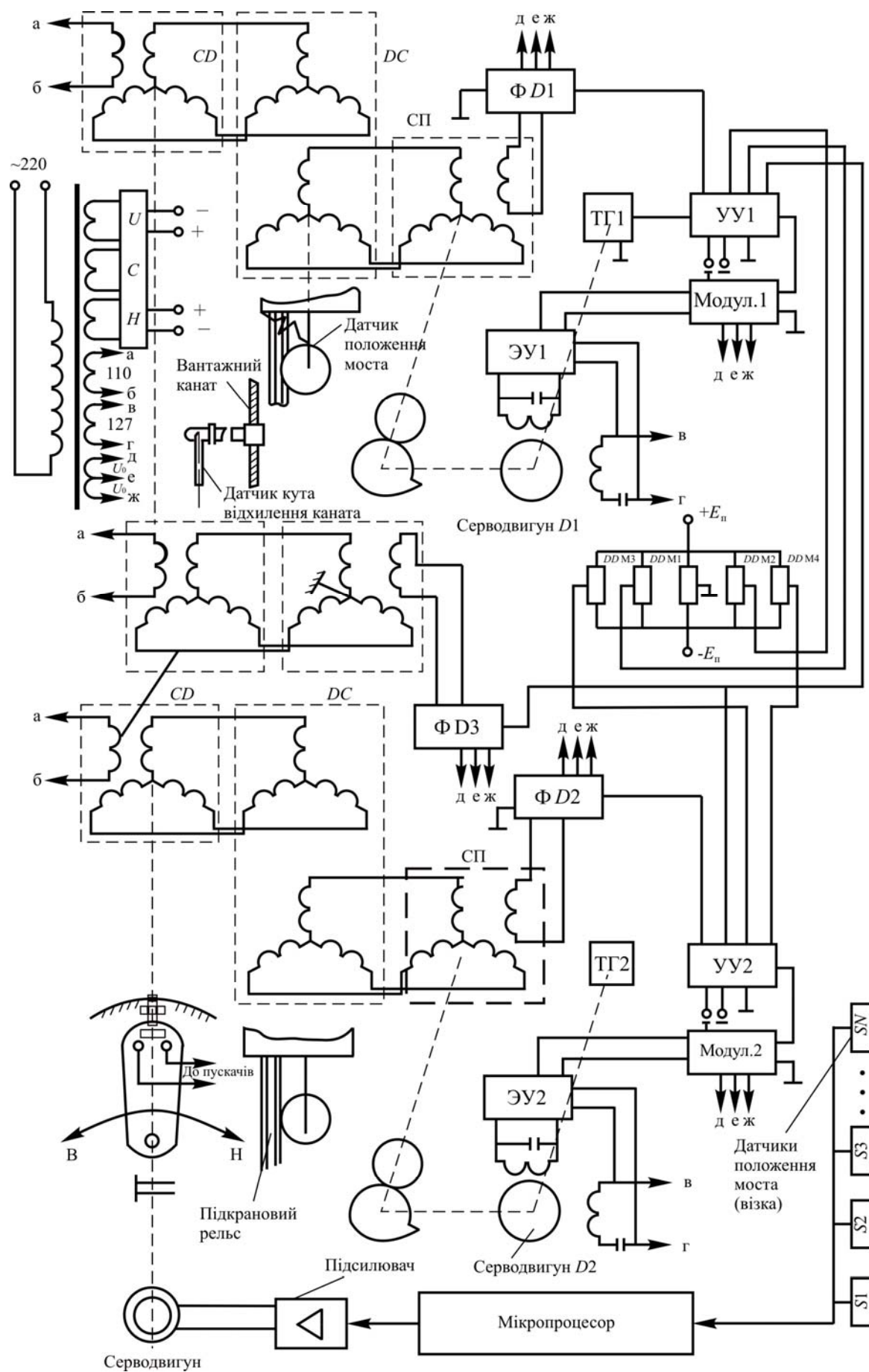


Рис. 2.70. Функціональна схема керування гідроприводами механізму пересування

– заданий рівень максимальних навантажень в елементах трансмісії та металоконструкції за рахунок стабілізації робочого тиску в гідросистемі при перехідних процесах;

– зменшення динамічних навантажень на елементи приводу та металоконструкції за рахунок обмеження кута відхилення вантажного каната, обмеження розгойдування вантажу під час роботи крана і гасіння коливань вантажного каната після його зупинки.

Для забезпечення безперекосного руху крана система керування забезпечена датчиками положення моста в плані ДПМ, важелі яких пов'язані з диференційними сельсинами *DC*. Якщо кран починає перекошуватися в плані, то через диференціальні сельсини *DC* на електронні підсилювачі *ЭУ1* і *ЭУ2* (через фазові дискримінатори *ФД1* *ФД2*, підсилювачі керування *УУ1* і *УУ2* і модулятори *М1* і *М2*) і серводвигуни *D1* і *D2*, що керують продуктивністю насосів, надходить додатковий сигнал. Частота обертання приводних коліс забігаючого боку зменшується, а боку, що відстає – збільшується. Для забезпечення швидкодії в схему введені тахогенератори зворотного зв'язку *ТГ1* і *ТГ2*.

Для забезпечення заданого рівня максимальних навантажень на елементи приводу та металоконструкції система керування має датчики тиску *ДДМ*, попарно включеними в робочі трубопроводи правого і лівого об'ємного приводу механізму пересування мостового крана. Рівень максимального тиску визначається задавачем за бажанням машиніста крана. Задавач ефектрично пов'язаний з датчиками тиску. Рівень заданого тиску визначає максимальні (бажані) навантаження в трансмісії та металоконструкції крана.

Будь-яка зміна тиску у гідросистемі призводить до появи сигналу, який алгебраїчно сумуючись в підсилювачах *ЭУ1* і *ЭУ2* з сигналом від рукоятки керування В–Н (вперед-назад), забезпечує за рахунок зміни швидкості і напрямку обертання виконавчих серводвигунів такий темп зміни кута нахилу шайби насоса, при якому тиск в гідросистемі буде утримуватися під час розгону, рівномірного ходу або гальмування на заданому рівні. Це призводить до раціонального використання ресурсу гідромашини, істотно подовжує термін служби металоконструкції крана, знижує до необхідного допустимого рівня динамічні навантаження в елементах трансмісії та металоконструкції.

Система керування обладнана датчиком кута відхилення вантажного каната *ДУ*, який за допомогою важеля передачі повертає ротор сельсина-датчика *CD*. При цьому в системі сельсин-датчик *CD* – сельсин-приймач *СП* виникає сигнал неузгодження, який пройшовши через фазовий дискримінатор *ФДЗ*, посилюється в підсилювачах приводів і подається на обмотку серводвигунів, змінюючи тим самим кут нахилу люльки насоса, і, отже, частоту обертання вхідних валів гідромоторів. Таким чином здійснюється зв'язок між відхиленням вантажного каната і швидкістю пересування крана, забезпечується не тільки заданий допустимий кут відхилення вантажного каната, а отже, і зменшення динамічних навантажень від розгойдування вантажу на елементи привода та металоконструкції, але і затухання коливань вантажу після зупинки крана.



Для забезпечення автоматичного програмного керування пересуванням крана в систему введені мікропроцесор (або програмований мікроконтролер), додатковий серводвигун  $D3$  з підсилювачем і набір дискретних датчиків положення моста в прольоті  $S1...SN$ . Виходи датчиків підключені до дискретних входів мікропроцесора. Вал серводвигуна з'єднаний з рукояткою керування В–Н. Підсилювач слугує для перетворення дискретних сигналів керування мікропроцесора в керуючу напругу серводвигуна.

Таке компонування дозволяє здійснювати як ручне, так і автоматичне керування краном без зміни схеми керування гідроприводами. Завдяки тому, що в автоматичному режимі роботи завдання на пересування крана подається через той самий керуючий орган, що і в ручному режимі, для переходу з одного режиму в інший не потрібно ніяких перемикачів. В автоматичному програмному режимі керування краном мікропроцесор за допомогою датчиків положення (моста і візка) визначає поточне положення (координати) точки підвісу вантажу, порівнює його із заданими координатами кінцевої точки переміщення і після обробки результатів вимірювання виробляє керуючий сигнал задання швидкості крана. Цей сигнал підсилюється і приводить в обертання додатковий серводвигун, який повертає рукоятку керування. Таким чином у процесі пересування крана мікропроцесор керує швидкістю і прискоренням крана за заданою програмою. При цьому пройдений шлях постійно контролюється мікропроцесором за допомогою датчиків положення моста.

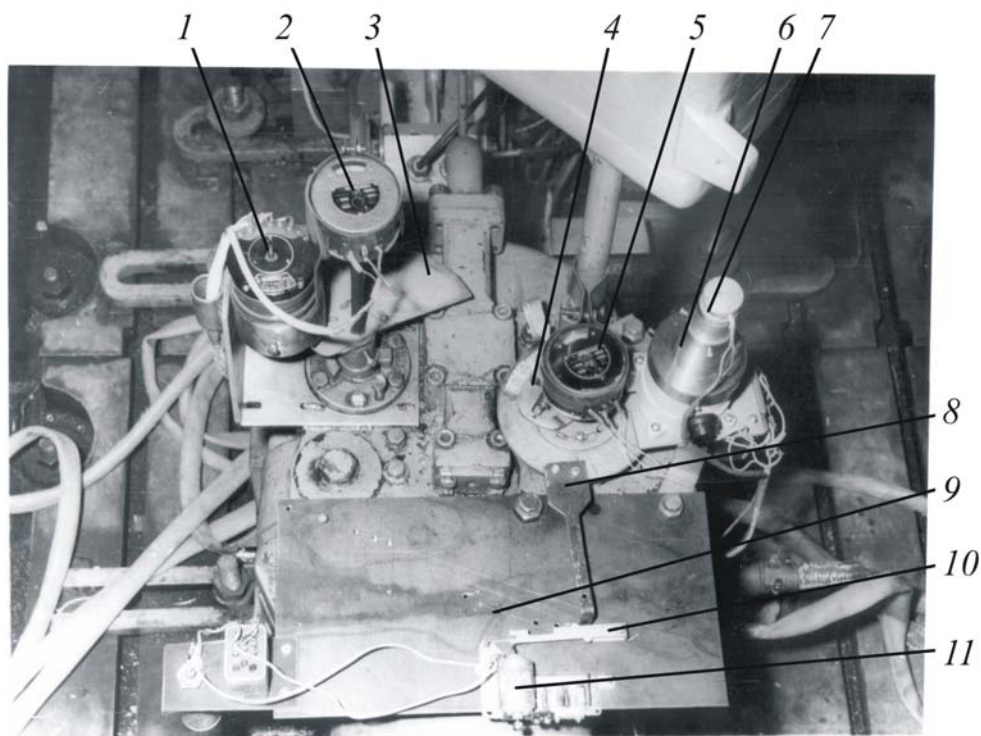


Рис. 2.71. Установка елементів керування і контролю на гідронасосі:

- 1 – сельсин-приймач; 2 – датчик кута повороту валу силового керування; 3 – лекало;  
4 – нульустановлювач; 5 – датчик кута повороту люльки насоса; 6 – виконавчий реверсивний  
двигун; 7 – тахогенератор зворотного зв'язку; 8 – важіль; 9 – упори; 10 – щеколда;  
11 – електромагніт

На рис. 2.71 приведена установка елементів керування і контролю на гідронасосі, яка забезпечує виконання всіх вимог (безперекошний рух, заданий рівень максимальних навантажень, обмеження кута відхилення вантажного каната).

## 2.7. Стендові експериментальні дослідження

*2.7.1. Конструкція стенду. Вимірювані величини і прилади. Методика випробувань*

Відпрацювання усіх елементів гідростатичного привода і перевірка його працездатності потребує проведення тривалих експериментальних досліджень у стендових умовах з урахуванням специфіки роботи кранових механізмів.

На рис. 2.72 показана схема конструкції стенду для дослідження роботи роздільного гідростатичного привода механізму пересування мостового крана з низькомоментним гідродвигуном. Стенд дозволяє досліджувати роботу привода при пуско-гальмівних та сталих режимах.

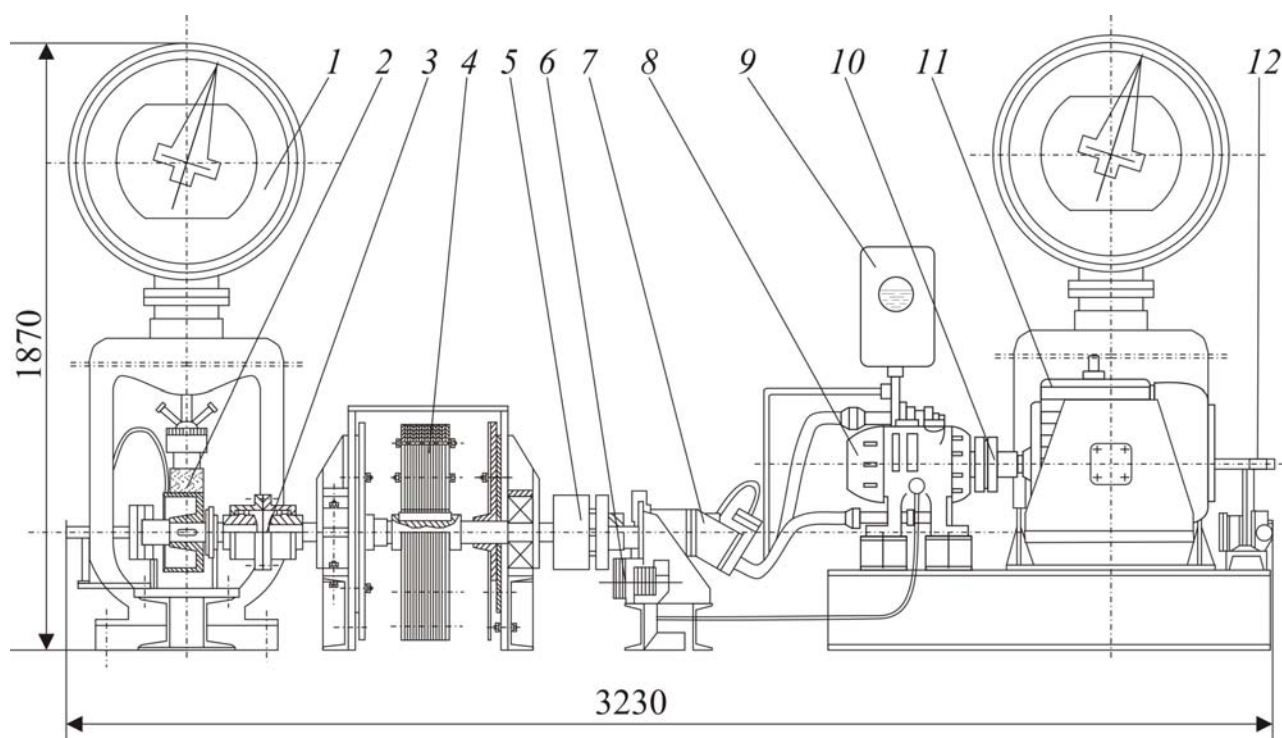


Рис. 2.72. Експериментальний стенд для дослідження роботи роздільного гідростатичного привода механізму пересування мостового крана з низькомоментним гідродвигуном:

1 – ваговий пристрій ВКМ-17; 2 – навантажувач; 3 – муфта; 4 – махові маси; 5 – муфта гідромотора; 6 – тахогенератор; 7 – гідромотор; 8 – гідронасос; 9 – поповнювальний бачок; 10 – муфта; 11 – електродвигун приводний; 12 – тахогенератор

Основними вузлами стенду є: приводний електродвигун АО-62-4 11, аксіально-поршневий керований насос ПД №5 8, аксіально-поршневий гідромотор 11М №5 некерованої продуктивності 7, махові маси 4, навантажувач 2.

Для візуального заміру обертового моменту, який розвиває гідропривод (у встановленому режимі) та приводним електродвигуном, слугують вагові пристрої 1 типу ВКМ-17. Ці вагові пристрої відрізняються високою точністю заміру зусиль (до 50 г) і реверсивністю дії; вони мають здатність здійснювати відлік при будь-якому напрямку обертання крутного моменту (зусилля).

Висока точність ваг особливо важлива для визначення ККД. Однією з позитивних якостей пристроїв ВКМ-17 є також малий розмір площі, яку вони займають у плані.

Для передачі обертового моменту на ваговий пристрій електродвигун обладнаний балансірним пристроєм.

Махові маси 4, що обертаються, представляють собою набір дисків різної товщини. Конструкція махових мас дає можливість імітувати і підбирати будь-яку приведену до валу гідромотора кранову масу. Змінюючи число і товщину дисків можна навантажувати гідродвигун маховими масами у діапазоні, який відповідає крану без вантажу або з вантажем, візок на боці, протилежному досліджуваному до – кран з вантажем, візок на досліджуваному боці гідростатичного привода.

Для запобігання небажаної незбалансованості махові маси піддаються статичному та динамічному балансуванню. Навантажувач 2 представляє собою гальмівний пристрій для поглинання потужності, яку розвиває гідродвигун. Конструктивно він виконаний у вигляді шків, який насаджений на вал, котрий обертається у підшипниках. Шків охоплюється стрічкою з гальмівною накладкою. Зусилля затяжки регулюється за допомогою двох барашкових гайок.

Для кращого відведення тепла гальмівний шків охолоджується проточною водою. Навантажувач утворює статичний момент пересування мостового крана (який діє на окремий привод), приведений до валу гідромотора. Така конструкція навантажувача дозволяє проводити тривалі експерименти без пригару гальмівних накладок.

З усіх відомих конструкцій навантажувачів використана у даному стенді найкращим чином відповідає умовам постійності крутного моменту, який знімається, у широкому діапазоні швидкостей (0–1000 об/хв).

Відомі конструкції гідромоторів та індукційних гальм таким вимогам не відповідають.

Розглянута конструкція стенду дає можливість визначити наступні параметри.

Швидкість обертання гідромотора і приводного електродвигуна фіксується на осцилографі за допомогою тахогенераторів постійного струму з самозбудження ТМГ-30 П, встановлених біля гідромотора і електродвигуна. Швидкість обертання гідромотора можна також визначити візуально за показниками вольтметра постійного струму М359. Таруються тахогенератори за допомогою високоточних тахометрів часового типу. При низькій швидкості обертання гідромотора точне число обертів за визначений проміжок часу визначається за допомогою імпульсних датчиків обертів. Для точного визначення величини падіння оборотів електродвигуна у двигуновому режимі і підвищення обертів у

генераторному режимі в районі синхронного числа обертів нами застосовувалась спеціальна магнітна система в комплекті з чутливим стрілочним гальванометром. Число повних коливань стрілки гальванометра за хвилину показує різницю між числом оборотів поля статора і числом обертів ротора електродвигуна за цей період, тобто ковзання.

Крутні моменти, які розвиває електродвигун і гідродвигун, записуються за допомогою тензодатчиків, які наклеєні на відповідні вали. Для передачі сигналів від тензодатчиків до посилювача 8-АН4-7М використовують ртутні струмознімачі з достатньо малим перехідним опором. Такі струмознімачі забезпечують високу якість запису крутних моментів на осцилографі.

У процесі проведення експериментів крутний момент, який розвивається електродвигуном у перехідних режимах, виявилось більш доцільно (у зв'язку з балансирним виконанням електродвигуна) записувати на осцилограф за допомогою балки з наклеєними тензодатчиками. Один кінець балки при цьому жорстко закріплено до корпусу електродвигуна, а інший – спирається на призми стійки, жорстко закріпленої на станині стенду.

Тарирування датчиків крутного моменту виконувалось за допомогою вантажів, закріплених на визначеному плечі. У сталих режимах крутні моменти визначались візуально за показниками вагових пристроїв.

Тиск у магістральних трубопроводах визначають за допомогою датчиків тиску. Сигнал від них через підсилювач потрапляє далі на осцилограф. Для візуального спостереження встановлені манометри. Тарування датчиків тиску виконувалось на вантажопоршневому манометрі МП-60. Температура мастила в насосі та гідромоторі визначається за показниками електронного автоматичного безреохордного мініатюрного самописного потенціометра типу ЕПСМ. У цьому випадку в якості датчика температури використовується термопара «хромель – копель».

Температура нагріву електродвигуна і мастила у поповнювальному бачку визначається за показниками ртутних термометрів. Для настроювання і тарування самописного потенціометра в комплекті з термопарами використовується термостат ТС-24.

Електронний потенціометр ЕПСМ використовується для запису температури при тривалих експериментах по визначенню теплового режиму привода при різній інтенсивності роботи.

У необхідних випадках разові короточасні записи температури можуть бути зроблені і на осцилографі.

Продуктивність насоса (кут повороту вала силового керування) записується за допомогою реохордного датчика кутів повороту ПЛ-2 або ДУП-1. Візуально продуктивність визначається за лімбом, по ньому-ж тарується датчик кута повороту.

Потужність, яка споживається та рекуперується приводним електродвигуном, записується на осцилограф за допомогою вимірювального перетворювача потужність трифазних електричних ланцюгів типу П004, робота якого заснована на використанні ефекту Холла.

Візуально споживана потужність визначалась за показниками самописного ватметра Н-348. За цим пристроєм тарувались показники П004, які передавалися на осцилограф.

Відлік часу на папері осцилографа здійснювався за відмітками електричного контактного годинника.

Конструкція стенду передбачає можливість проведення тривалих експериментальних досліджень за заданою програмою (час розгону привода, час роботи у заданому швидкісному режимі, час гальмування привода, час пауз, напрям обертання привода, періодичність вмикання приводного електродвигуна і т.п.) без втручання оператора.

Для проведення перелічених експериментів привод обладнано дистанційним керуючим пристроєм, який міститься на виконавчій ділянці панелі керування і командного електропневматичного пристрою КЕП-12У (на рисунках не показано).

За допомогою цих пристроїв можливо проведення досліджень температурних режимів привода при різній інтенсивності роботи (ПВ = 15, 25, 40, 60 %).

Конструкція стенду і набір вимірювальної апаратури (рис. 2.73, 2.74) забезпечує також визначення діапазону регулювання швидкості обертання

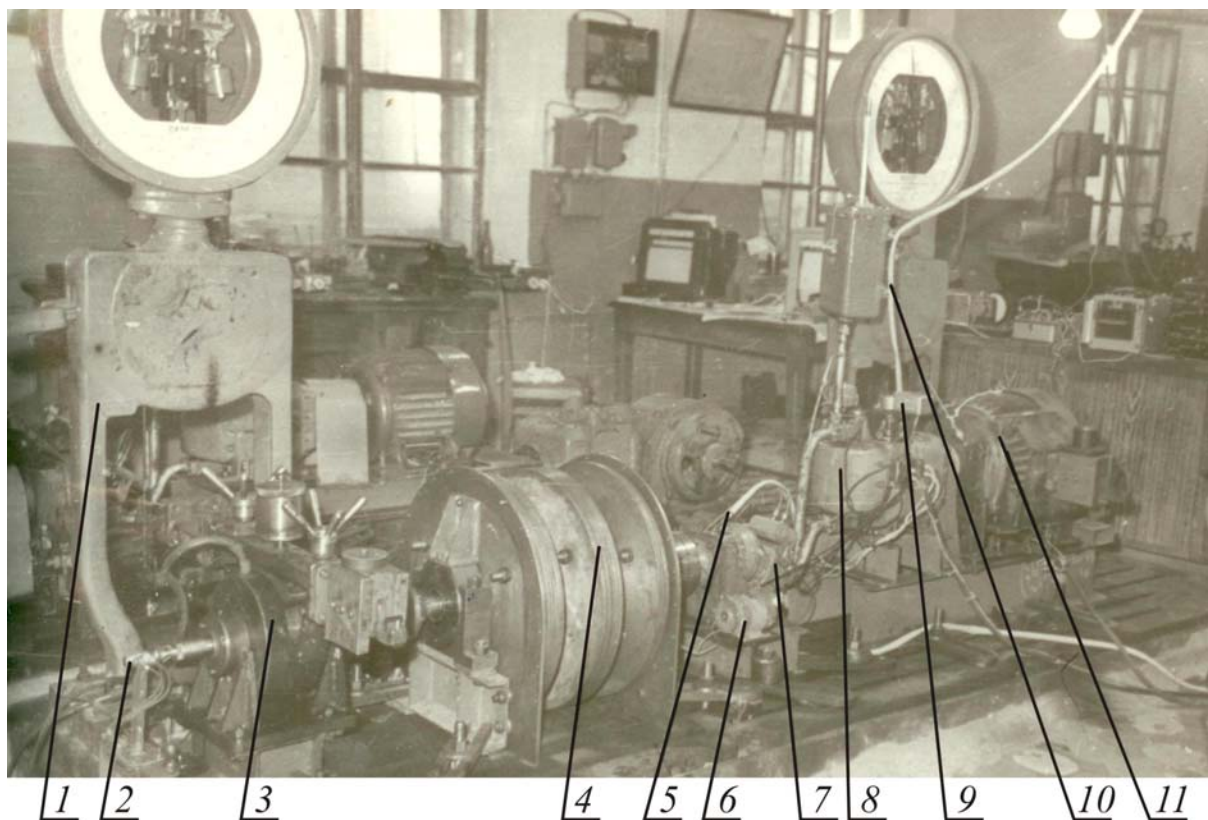


Рис. 2.73. Загальний вигляд стенда:

1 – ваговий пристрій; 2 – струмоприймач; 3 – навантажувач; 4 – махові маси; 5 – датчик температури гідромотора; 6 – тахогенератор гідромотора; 7 – гідромотор; 8 – насос; 9 – перетворювач ПФ; 10 – дроти термопари для вимірювання температури мастила насоса; 11 – електродвигун



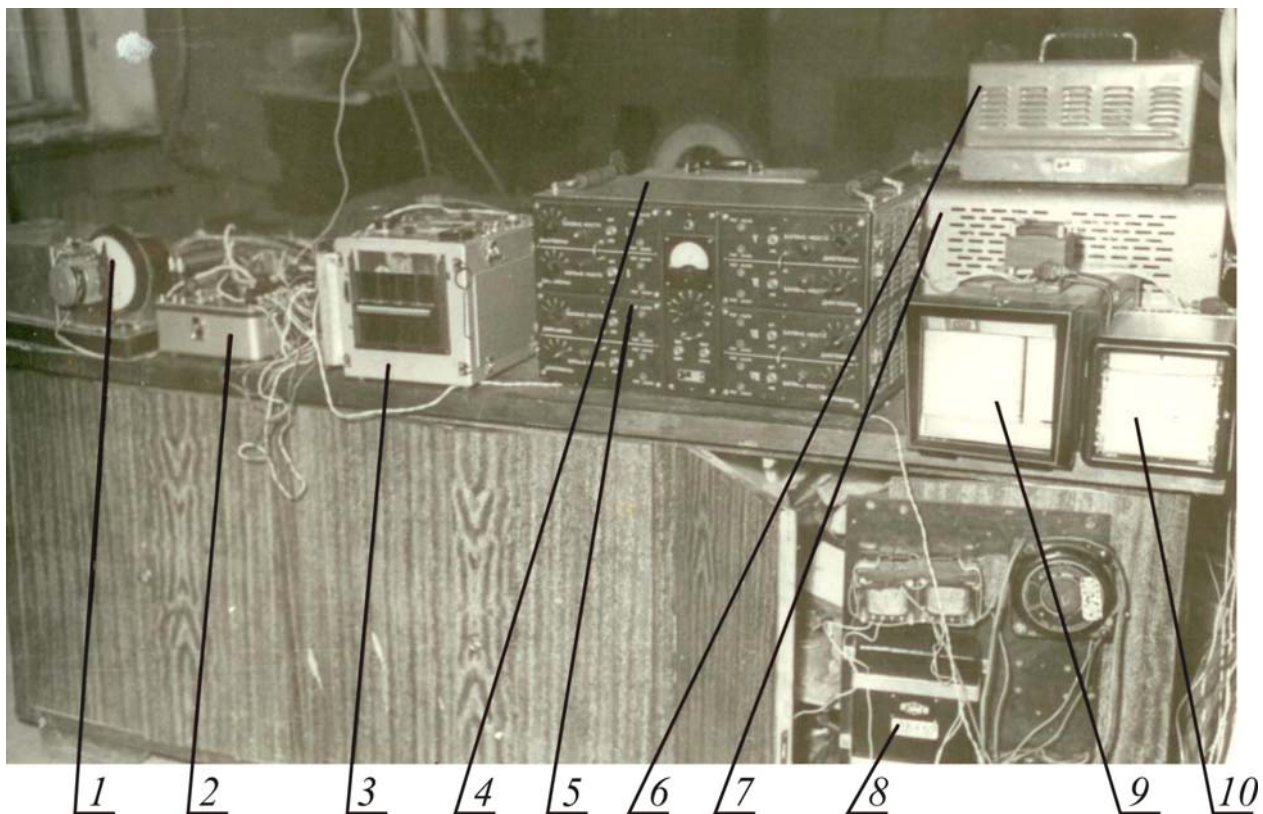


Рис. 2.74. Вимірювальна апаратура для стендових досліджень

1 – система автоматичного керування; 2 – магазин шунтів та резисторів; 3 – осцилограф Н-700; 4 – блок живлення осцилографа; 5 – підсилювач 8-АН4-7М; 6 – блок живлення підсилювача; 7 – стабілізатор напруги; 8 - перетворювач потужності П004; 9 – потенціометр ЕПСМ; 10 – трифазний самописний ватметр Н-348

гідромотора при різному його завантаженні, дослідження роботи систем дистанційного керування, дослідження пуско-гальмівних режимів роботи гідростатичного привода, дослідження процесів різних видів гальмування (рекуперативне, противмиканням, аварійне).

На рис. 2.75 приведена електросхема стендових експериментальних досліджень гідростатичного привода.

Проведення тривалих експериментальних досліджень у стендових умовах дає можливість всебічно дослідити роботу гідростатичного привода, зняти його основні характеристики, відпрацювати системи дистанційного і програмного керування приводом, перевірити працездатність окремих вузлів і створити передумови для теоретичного розрахунку привода механізмів пересування мостових кранів з низькомоментним гідродвигуном.

У подальшому стенд механізму пересування був перероблений (рис. 2.76), основні зміни пов'язані з установкою гідромотора ПМ №10 замість ПМ № 5 у зв'язку з необхідністю різкого підвищення терміну служби гідропривода в цілому, що відповідає світовим тенденціям, коли при одній і тій самій навантаженості тиск зменшується у 2 рази, а крутний момент залишається постійним, що приводить до різкого підвищення терміну служби гідропривода [36].

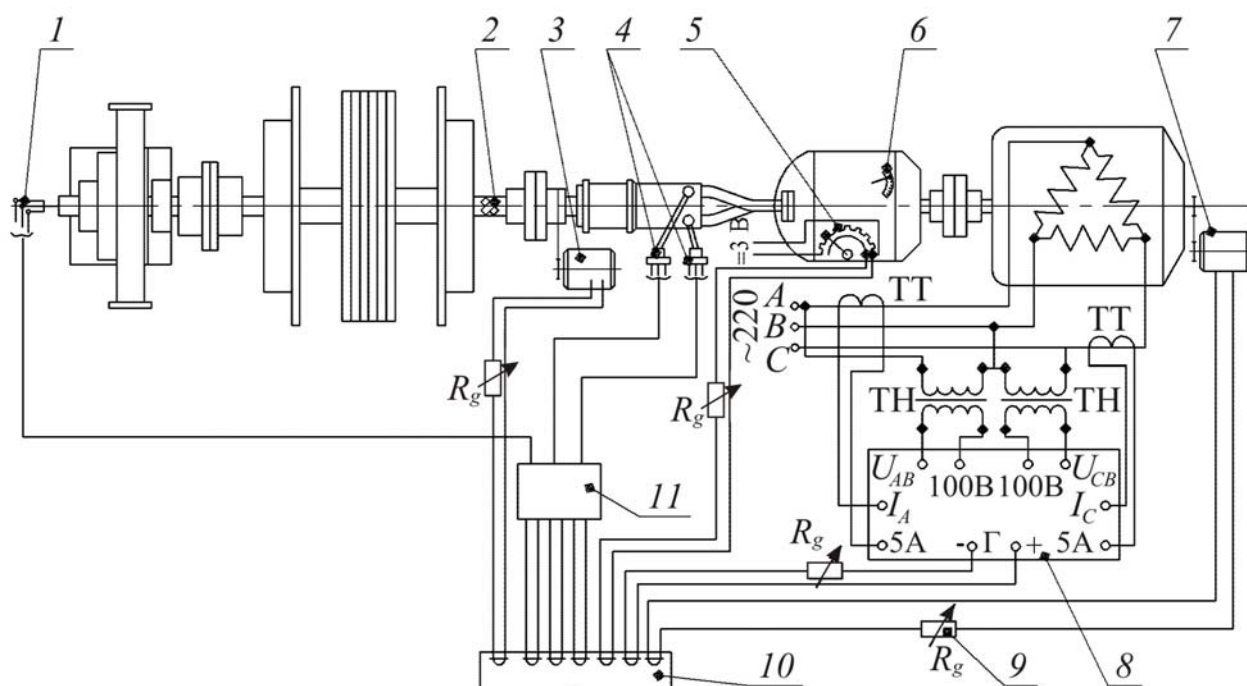


Рис. 2.75. Електросхема стендових експериментальних досліджень гідростатичного привода:  
 1 – ртутний струмознімач; 2 – тензодатчик крутного моменту; 3, 7 – тахогенератор ТМГ-30П; 4 – датчики тиску мастила; 5 – датчик кута повороту; 6 – датчик температури;  
 8 – перетворювач потужності П004; 9 – додатковий резистор; 10 – осцилограф Н-700;  
 11 – тензометричний підсилювач 8АНЧ-7М; ТН – трансформатор напруги;  
 ТТ – трансформатор струму

Крім того, стенд для дослідження роботи гідростатичного привода механізму пересування й повороту з низькомоментним гідродвигуном оснащений сучасною апаратурою: системою керування (рис. 2.77), вимірювальною апаратурою (рис. 2.78, 2.80), органами управління насосом (рис. 2.79). Стенд дозволяє досліджувати роботу привода при пуско-гальмівних і сталих режимах.

Основними вузлами стенда (рис. 2.76) є: приводний електродвигун, АО-62-4 12, аксіально-поршневий регульований насос ПД №5 10, аксіально-поршневий гідромотор ПМ №10 8, махові маси 6, навантажувач 3.

Обертіві махові маси 6 складаються з набору дисків різної товщини. Конструкція махових мас дає можливість імітувати й підбирати махові маси, приведені до вала гідромотора, в широкому діапазоні. Варіюючи числом і товщиною дисків можна навантажувати гідродвигун маховими масами в діапазоні, що відповідає крану з вантажем або без, або варіювати вантажопідйомністю й вильотом стріли в кранах стрілового типу.

Для запобігання небажаної небалансовості махові маси піддані статичному й динамічному балансуванню. Навантажувач 3 являє собою гальмівний пристрій для поглинання потужності, що розвиває гідромотором. Конструктивно він виконаний у вигляді шківa, насадженого на вал, що обертається в підшипниках. Шків охоплюється стрічкою з гальмовою накладкою. Зусилля затягування регулюється за допомогою двох гайок.





Рис. 2.76. Стенд для випробування механізму з об'ємним регульованим гідроприводом:

1 – ваги; 2 – важіль; 3 – навантажувач, що охолоджується водою, для імітації статичного моменту опору пересуванню або повороту; 4 – подача холодної води; 5 – відвід теплої води; 6 – махові маси для імітації моменту енергії мас, що обертаються (імітуються параметри кранів широкого ряду вантажопідйомності); 7 – тензорадіодатчик для передачі моменту кручення на підсилювач і далі на АЦП; 8 – гідромотор ПМ №10; 9 – тахогенератор ТМГ-30 П для запису швидкості обертання гідромотора; 10 – аксіально-поршневий насос ПД №5; 11 – виконуюча частина керуючої системи; 12 – електродривгун АО 62-4; 13 – датчик потужності; 14 – стрілочний ваттметр; 15 – пульт пропорційногоуправлінняна основісельсин-датчика і сельсин-приймачів; 17 – перетворювачпотужності Е-846; 18 – блок вимірювання тиску в системі

Для кращого відводу тепла гальмовий шків проохолоджується проточною водою. Навантажувачем створюється статистичний момент пересування або повороту крана, приведений до вала гідромотора.

Розглянута конструкція стенда дає можливість визначити наступні параметри.

Швидкість обертання гідромотора й приводного електродвигуна фіксується на комп'ютері через АЦП за допомогою тахогенераторів постійного струму із самозбудженням ТМГ-30П 9, установлених біля гідромотора й електродвигуна. Швидкість обертання може також визначатися візуально за показниками вольтметрів постійного струму типу М359. Таруються тахогенератори за допомогою високоточних тахометрів годинникового типу. При малій швидкості обертання гідромотора число обертів визначається за допомогою імпульсних датчиків обертів.

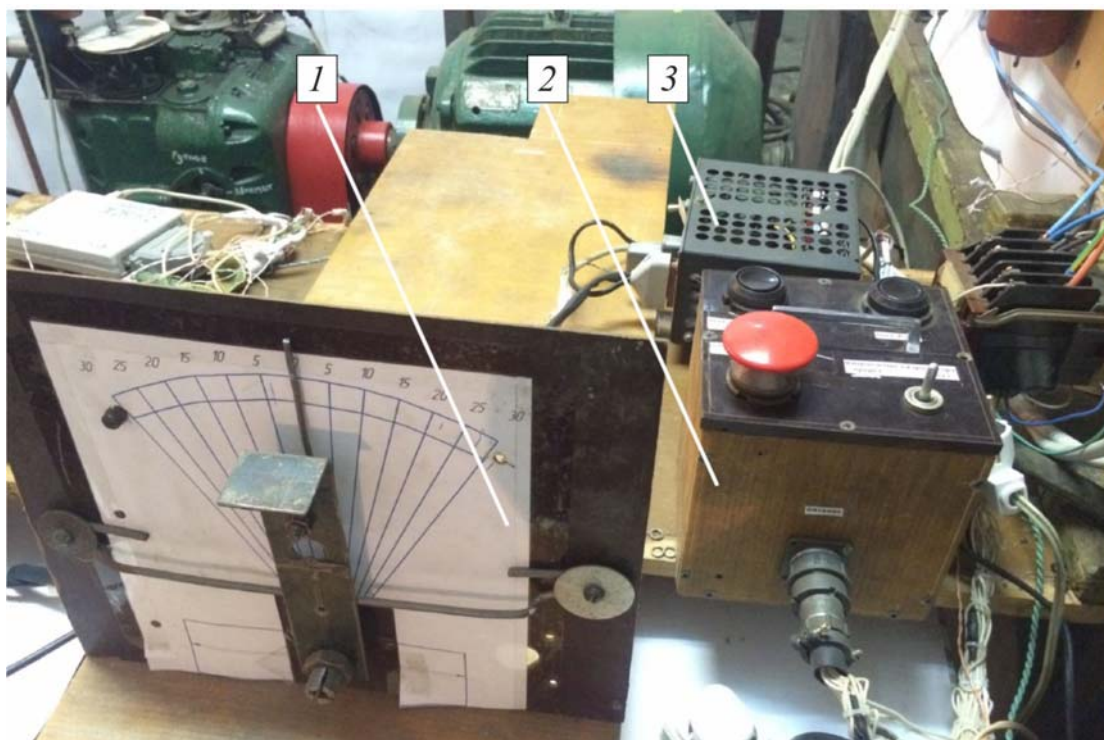


Рис. 2.77. Система керування:

- 1 – пульт пропорційного управління на основі сельсин-датчика і сельсин-приймачів;  
2 – пульт управління часової системи керування; 3 – блок живлення тензорезисторів датчиків тиску та кута повороту люльки насоса

Крутні моменти, що розвивають гідродвигуном, записуються за допомогою тензодатчиків, наклеєних на вал. Для передачі моменту кручення на підсилювач і далі на АЦП використовуються тензорадіодатчики.

Тиск у магістральних трубопроводах визначається за допомогою датчиків тиску трубчастого типу. Сигнал від них через підсилювач надходить далі на АЦП. Для візуального спостереження встановлені манометри 3 (рис. 2.78). Тарування датчиків тиску виконувалася на вантажопоршневому манометрі МП-60.



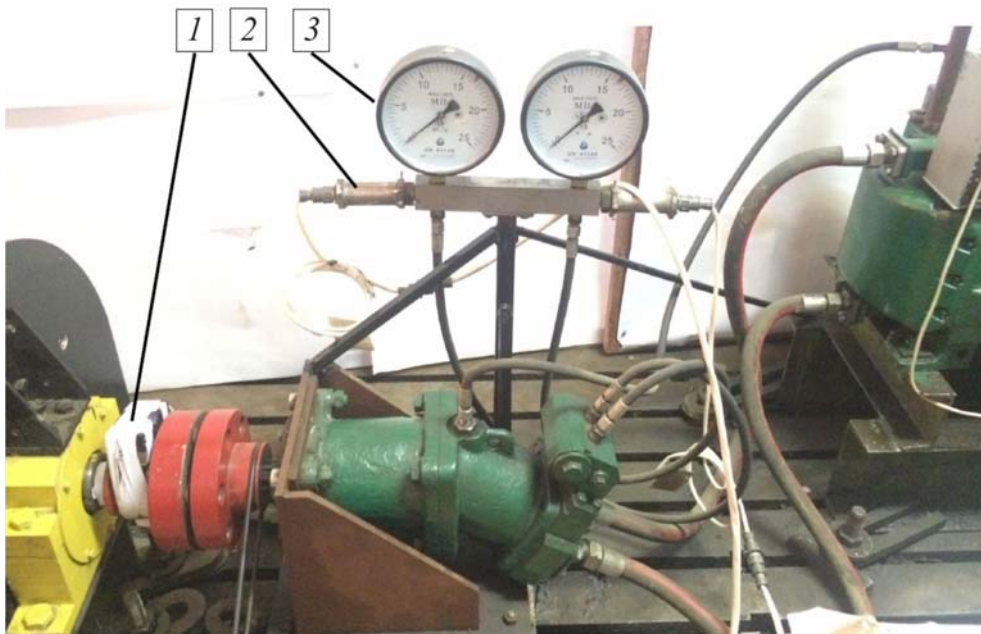


Рис. 2.78. Вимірвальна апаратура для стендових досліджень:

1 – тензорадіодатчик для передачі моменту кручення на підсилювач і далі на АЦП;  
2 – тензорадіодатчик для передачі тиску; 3 – манометри

Продуктивність насоса (кут повороту вала силового керування) записується за допомогою реохордного давача кутів повороту типу ПЛ-2 2 (рис. 2.79). або ДУП-1. Візуально продуктивність визначається за лімбом. За ним тарується датчик кута повороту.

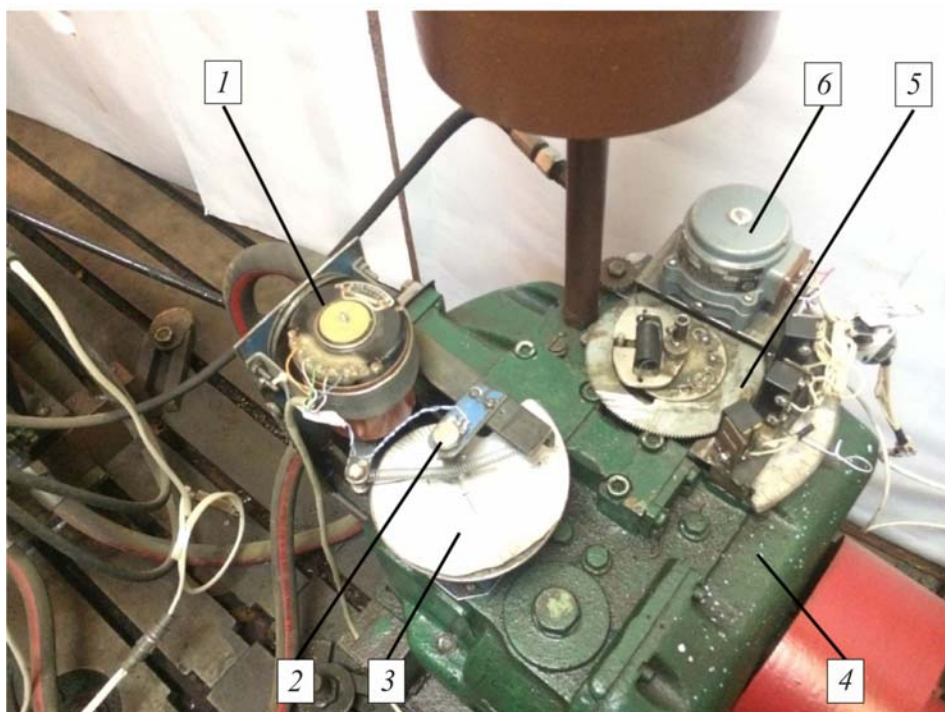


Рис. 2.79. Органи управління насосом:

1 – селсин зворотного зв'язку; 2 – датчик кута повороту; 3 – лекало зворотного зв'язку;  
4 – аксіально-поршневий насос ПД №5; 5 – нуль-встановлювач; 6 – виконуючий серводвигун

Потужність, споживана й рекуперована приводним електродвигуном, записується на АЦП за допомогою вимірювального перетворювача потужності трифазних електричних ланцюгів типу Е-846М (рис. 2.80). Тарування перетворювача потужності виконується за допомогою двох послідовно підключених з ним стрілочних ватметрів.

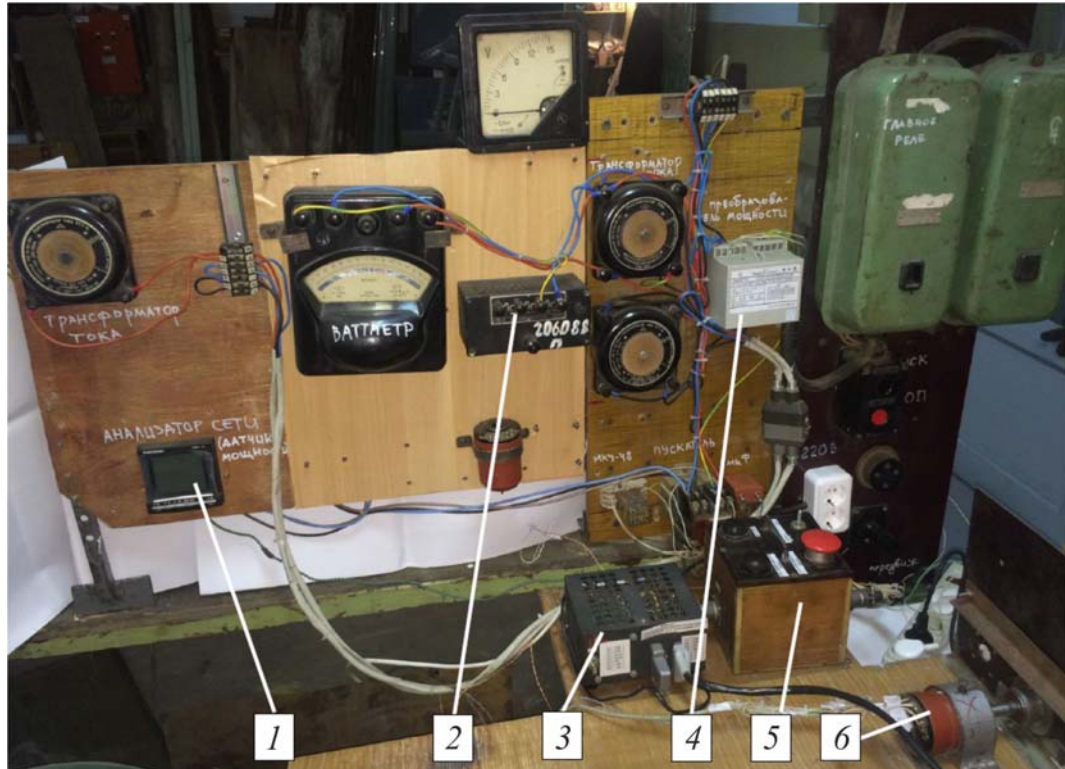


Рис. 2.80. Вимірювальна апаратура для стендових досліджень:

- 1 – датчик потужності DirisA40; 2 – понижуючий резистор стрілочного ватметра;
- 3 – блок живлення тензорезисторватчиків тиску і датчиків кута повороту люльки насоса;
- 4 – перетворювач потужності Е-846; 5 – пульт управління часової системи керування;
- 6 – сельсин-датчик пропорційної системи керування

Конструкція стенда передбачає можливість проведення тривалих експериментальних досліджень по заданій програмі (час розгону привода, час роботи на заданому швидкісному режимі, час гальмування привода, час пауз, напрямок обертання привода, періодичність включення приводного електродвигуна й т.п.) без втручання оператора.

Конструкція стенда й набір вимірювальних апаратів забезпечує також визначення діапазону регулювання швидкості обертання гідромотора при різному його завантаженні, дослідження роботи систем дистанційного керування, дослідження пуско-гальмівних режимів роботи гідростатичного привода, дослідження процесів рекуперативного гальмування, гальмування противмиканням, аварійного гальмування.

Були отримані залежності ККД гідростатичного і електричного привода від кута повороту люльки насосу (рис. 2.81), а також осцилограми за допомогою програми LGraf2 (рис. 2.82) на яких одночасно записується швидкість

електродвигуна, споживана та рекуперована потужності, тиск в системі, крутний момент, швидкість гідромотору і кут повороту люльки гідромотора.

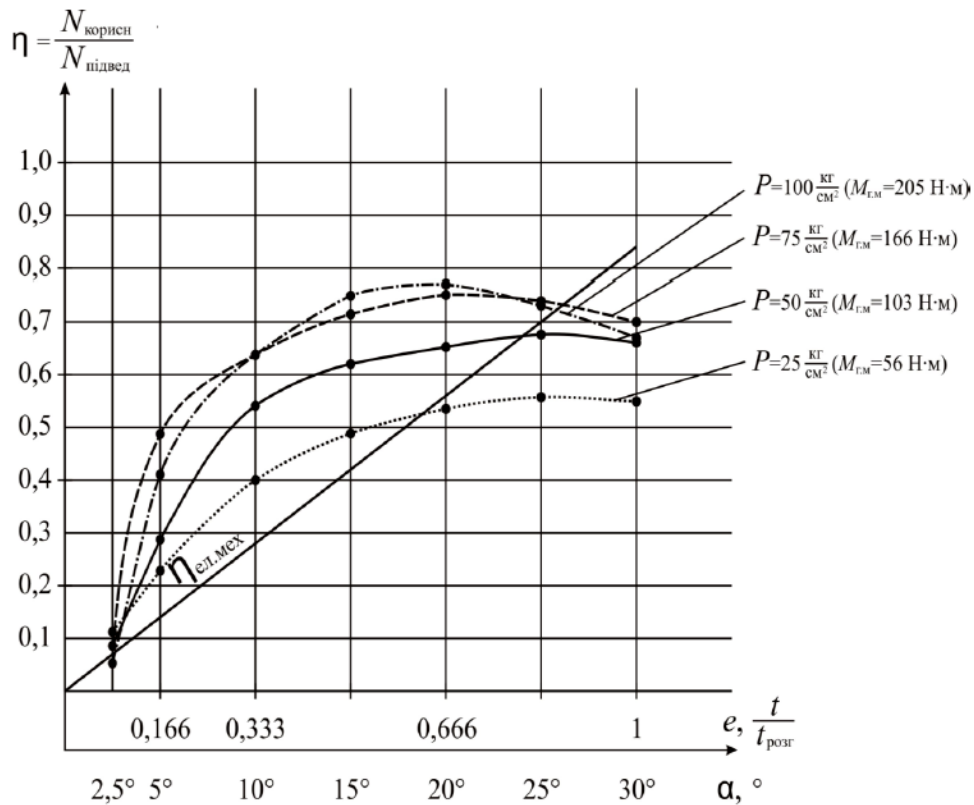


Рис. 2.81. Залежності ККД гідростатичного і електромеханічного приводів від кута повороту люльки насоса, відносної продуктивності  $e$  і відносної швидкості розгону  $t/t_{\text{розг}}$

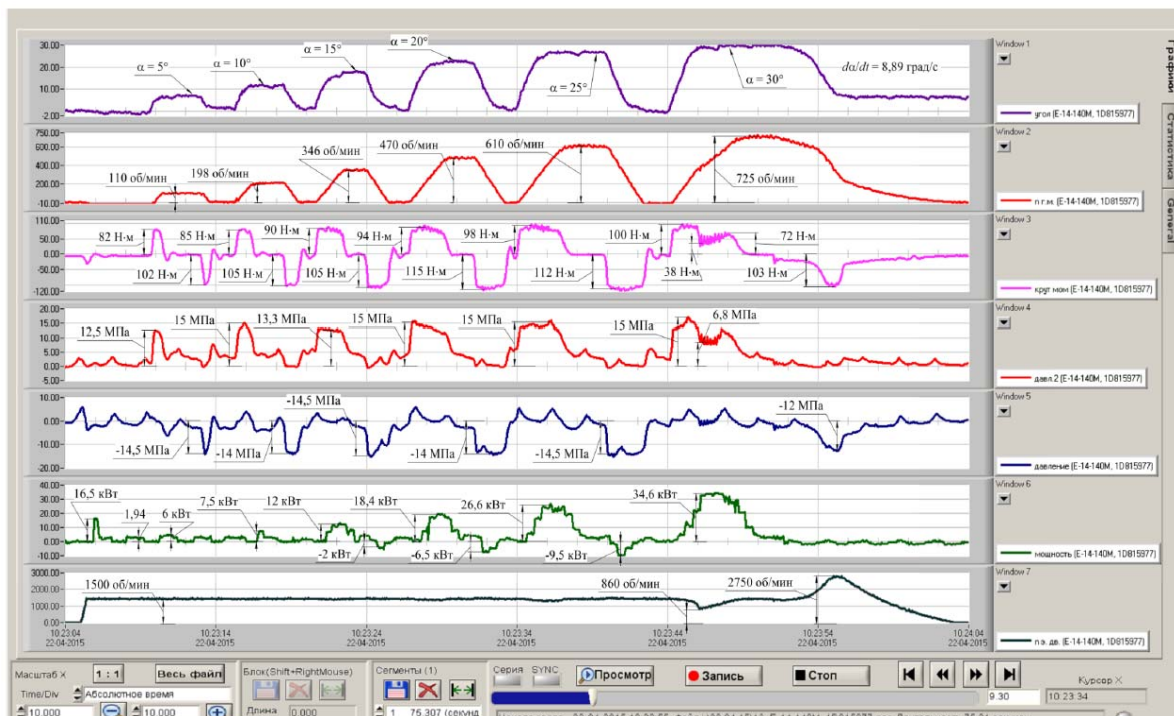


Рис. 2.82. Осцилограммы, полученные в результате эксперимента за допомогою програми LGrat2



### *2.7.2. Стенд для дослідження регульованого об'ємного привода механізму підйому вантажу*

Відпрацьовування всіх елементів гідростатичного привода й перевірка його працездатності вимагає проведення тривалих експериментальних досліджень у стендових умовах з урахуванням специфіки роботи кранових механізмів.

На рис. 2.83 зображена конструкція експериментального стенда для дослідження роботи гідростатичного привода механізму підйому вантажу з низькомоментним гідродвигуном. Стенд дозволяє досліджувати роботу привода при пуско-гальмівних і сталих режимах [37].

Основними вузлами стенда є: приводний електродвигун, АИР 112 М4У2, аксіально-поршневий регульований насос ПД №5 2 з поповнювальним бачком 3, аксіально-поршневий гідромотор ПМ №5 6.

Стенд створено таким чином, що вага вантажа 16 може змінюватись від 53,5 кг до 629,5 кг з інтервалом 64 кг, що дозволяє проводити випробування з різним вантажем.

Розглянута конструкція стенда дає можливість визначити наступні параметри. Швидкість обертання гідромотора й приводного електродвигуна фіксується на комп'ютері через АЦП за допомогою тахогенераторів постійного струму із самозбудженням ТМГ-30П 10, 16, установлених біля гідромотора й електродвигуна. Швидкість обертання може також визначатися візуально за показниками вольтметрів постійного струму типу М359. Таруються тахогенератори за допомогою високоточних тахометрів годинникового типу. При малій швидкості обертання гідромотора число обертів визначається за допомогою імпульсних магнітних датчиків обертів.

Крутний момент, що розвиває гідродвигун 20, записується за допомогою тензодавачів, наклеєних на вал. Для передачі сигналів від тензодатчиків до аналого-цифрового перетворювача (АЦП) цей сигнал підсилюється спеціальним підсилювачем безпосередньо на цьому ж валу.

Тиск у магістральних трубопроводах визначається за допомогою датчиків тиску 12 трубчастого типу. Сигнал від них через підсилювач надходить далі на АЦП. Для візуального спостереження встановлені манометри 11. Тарування датчиків тиску виконувалося на вантажопоршневому манометрі МП-60.

Згинальні моменти, що діють на несучу балку 18 моделі мостового крана через візок 17 записуються тензодатчиками 19.

Продуктивність насоса (кут повороту вала силового керування) записується за допомогою реохордного датчика кутів повороту типу ПЛ-2 або ДУП-1 8. Візуально продуктивність визначається за лімбом. За ним тарується датчик кута повороту.

Потужність, споживана й рекуперована приводним електродвигуном, записується на АЦП за допомогою вимірювального перетворювача потужності трифазних електричних ланцюгів типу П004, робота якого заснована на використанні ефекту Холу. Для достовірності отриманих результатів паралель-

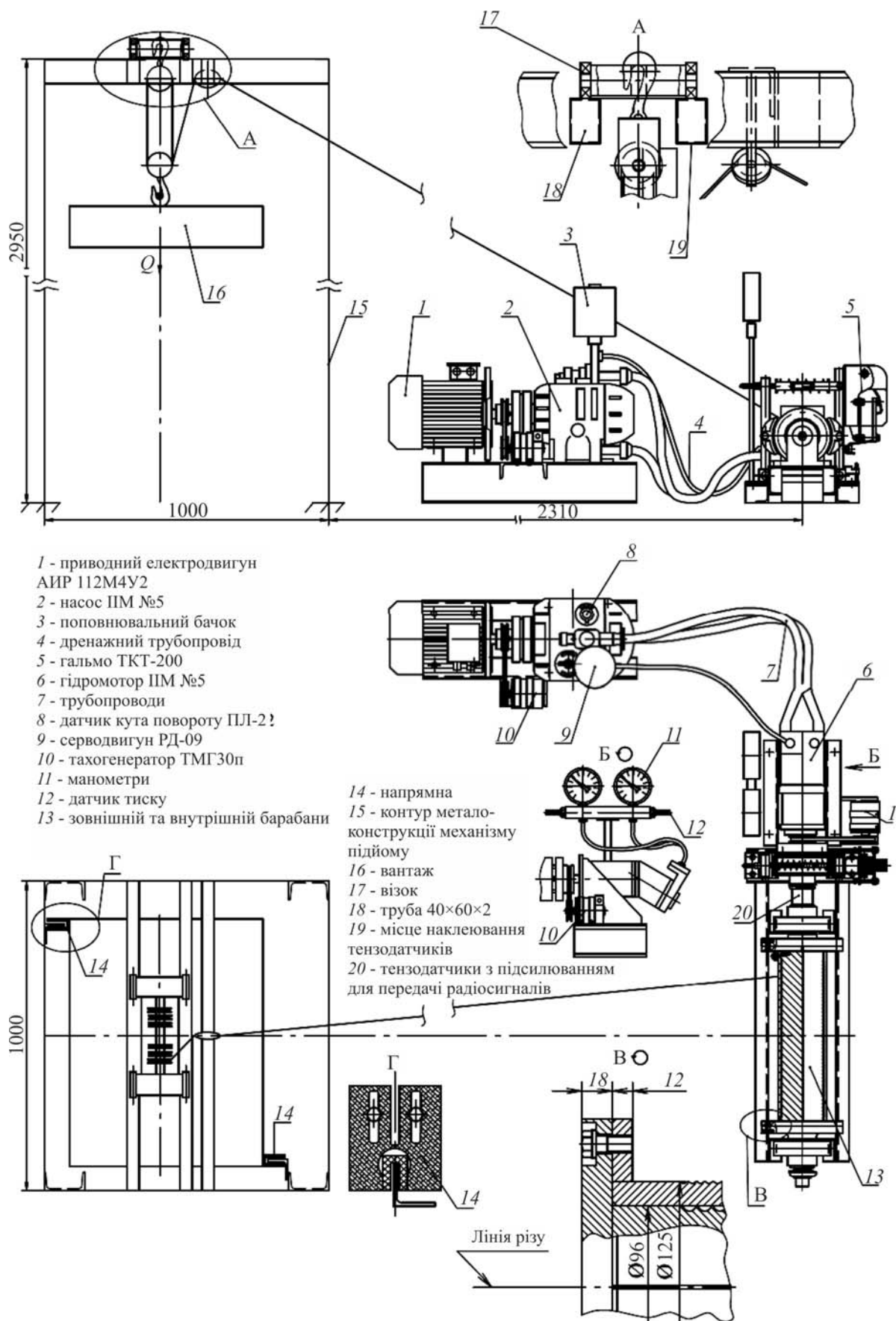


Рис. 2.83. Конструкція експериментального станда гідростатичного привода механізму підйому вантажу з об'ємним регулюванням



но до перетворювача П004 підключається перетворювач E848/6ЕС. Тарування перетворювача потужності П004 виконується за допомогою двох послідовно підключених з ним стрілочних ватметрів.

Для дотримання безпеки стенд оснащений гальмом 5, а для забезпечення безперекосного руху вантажа 16 – направляючими 14.

Стенд оздоблений поліспастом, кратність якого змінюється від 1 до 13. Для проведення випробувань для різних канатів діаметром 4 мм і 7 мм барабан 13 виконаний конструктивно як барабан в барабані для швидкої зміни діаметра і кроку нарізки на барабанах.

Конструкція стенда передбачає можливість проведення тривалих експериментальних досліджень по заданій програмі (час розгону привода, час роботи на заданому швидкісному режимі, час гальмування привода, час пауз, напрямок обертання привода, періодичність включення приводного електро-двигуна й т.п.) без втручання оператора.

Конструкція стенда й набір вимірювальної апаратури забезпечує також визначення діапазону регулювання швидкості обертання гідромотора при різному його завантаженні, дослідження роботи систем дистанційного керування, дослідження пуско-гальмівних режимів роботи гідростатичного привода, дослідження процесів рекуперативного гальмування, гальмування противмиканням, аварійного гальмування.

У процесі випробувань нами передбачається:

1. отримати переконливі докази суттєвої економії електроенергії в порівнянні з електромеханічним приводом;
2. отримати докази суттєвого зменшення встановленої потужності електродвигунів;
3. переконатися у суттєвому зменшенні динамічних навантажень.

На рис. 2.84 наведена електросхема стендових експериментальних досліджень гідростатичного привода.

Проведення тривалих експериментальних досліджень у стендових умовах дає можливість всебічно вивчити роботу гідростатичного привода, зняти його основні характеристики, відпрацювати системи дистанційного й програмного керування приводом, перевірити працездатність окремих вузлів і створити передумови для теоретичного розрахунку привода механізмів пересування мостових кранів з низькомоментним гідродвигуном.

Для регульованого гідростатичного привода кранів цікавими є процеси, які протікають особливо при розгоні.

Розглянемо привод механізму підйому (рис. 2.85), який працює за закритою системою циркуляції робочої рідини. Регульований насос може змінювати питому продуктивність від нуля до  $q_{н.ном}$  (при повороті колиски на кут  $\pm \alpha_{н.ном} = 30^\circ$ ); у нерегульованого гідромотора питома продуктивність постійна і дорівнює  $q_{г.ном}$ .

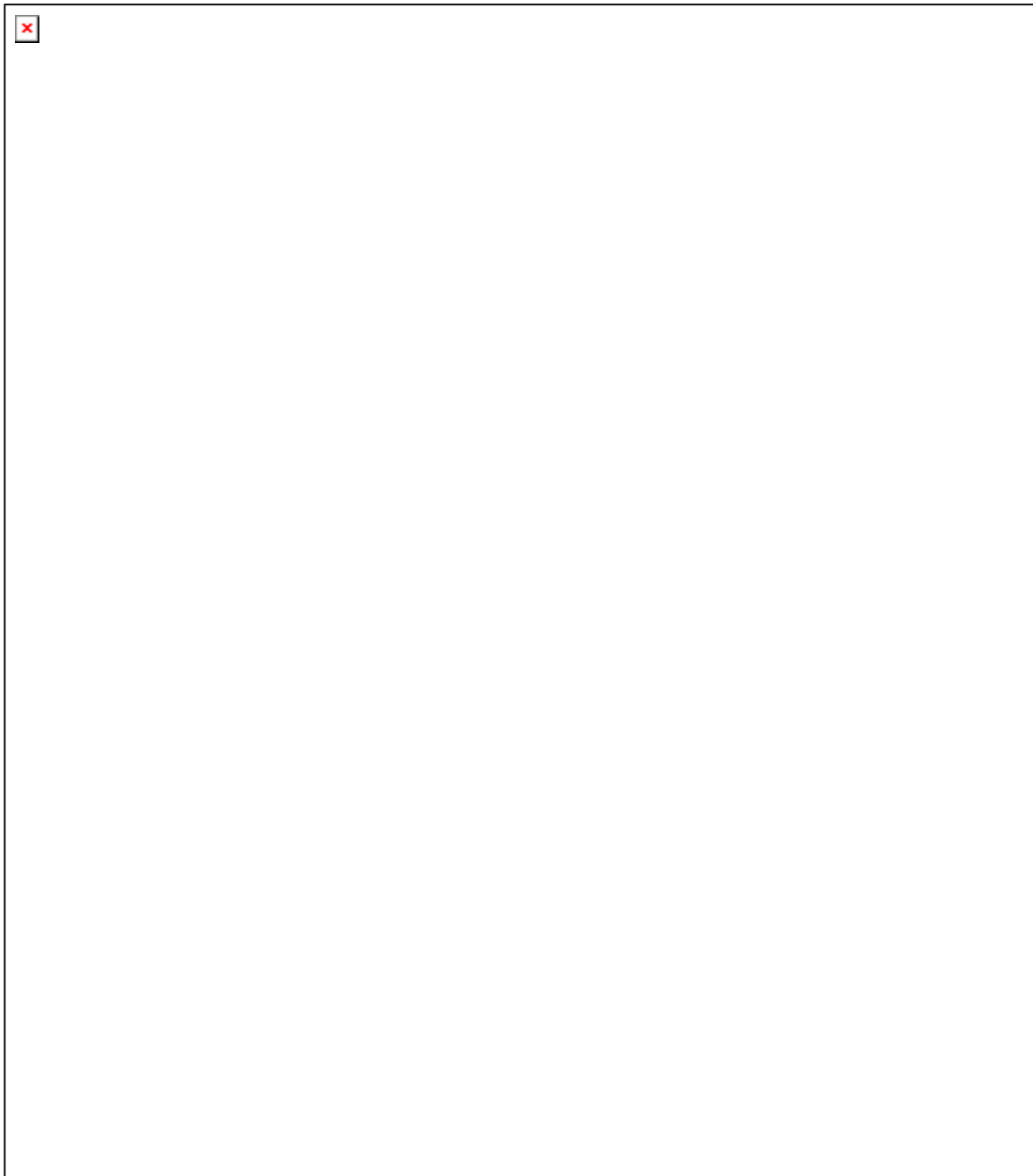


Рис. 2.84. Електрична схема стендових експериментальних досліджень механізму підйому вантажу з керованим гідростатичним приводом:

- 1 – електродвигун типу АИР 112 М4У2; 2 – аксіально-поршневий насос ПД №5;  
3 – гідромотор ПМ №5; 4 – барабан в барабані; 5 – манометри; 6 –тензорадіодавач для передачі моменту кручення на підсилювач і далі на АЦП; 7 – гальмо ТКГ-200;  
8 – тахогенератор ТМГ 30 П для запису швидкості обертання гідромотору;  
9 – тензометричний давач тиску масла; 10 – давач кута повороту люльки насосу;  
11 – лімб кута повороту; 12 – тахогенератор ТМГ 30 П для запису швидкості обертання електродвигуна і фіксації його роботи в генераторному режимі; 13 – перетворювач потужності на ефекті Хола П004; 14 – додатковий опір; 15 – клемна колодка; 16 – блок підсилювачів на базі операційного підсилювача AD8221; 17 – аналогового-цифровий перетворюювач Е14-140М; 18 – ноутбук; 19 – двигун РД-09; 20 – тензодавачі для визначення моментів, що передаються через візок на підкранову балку; 21 – візок;  
22 – підкранова балка

Вихідна швидкість  $\Omega_{Г.М}$ , прискорення  $\dot{\Omega}_{Г.М}$ , крутний момент  $M_{Г.М}$  гідромотора, тиск у системі  $P$ , потужність що споживається  $N_{спож}$  та рекуперується  $N_{рек}$  в підсумку залежать від закону зміни в часі параметру регулювання насоса  $\gamma(\alpha)$  та ряду констант, що характеризують гідропривод та зовнішнє навантаження.

Усі перераховані вихідні параметри можуть визначатися з відомим ступенем точності (на базі припущень  $\dot{\Omega}_{Г.М} = \text{const}$ ,  $M_{Г.М} = \text{const}$ ,  $\Omega_{Г.М} = k \cdot t_{уст}$  – тобто вихідна швидкість гідромотора пропорційна часу).

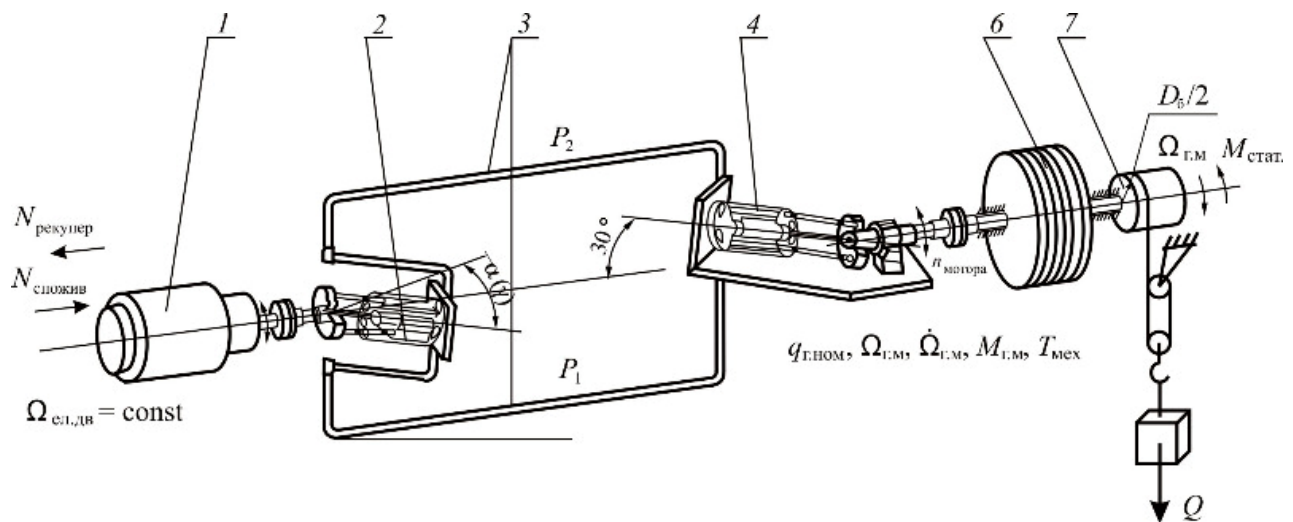


Рис. 2.85. Схема гідростатичного привода механізму підйому крана:

1 – асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором (АО-62-4); 2 – насос регульованої продуктивності (ПД №5); 3 – трубопроводи високого  $P_1$  і низького  $P_2$  тисків; 4 – нерегульований гідромотор (ІІМ №5); 5 і 6 – зведені до валу гідромотора махові маси обертових і поступально рухомих частин крана; 7 – момент статичного опору руху

Однак, щоб з упевненістю допускати подібні спрощення, потрібно спробувати порівняти отримані при цьому результати з більш точними рішеннями. Задача може ставитися і в іншій площині: знайти закон зміни  $\gamma = f(t)$ , щоб отримані при цьому вихідні параметри  $\dot{\Omega}_{Г.М}$ ,  $\Omega_{Г.М}$ ,  $M_{Г.М}$  співпадали б з прийнятими в припущеннях.

Розглянемо перехідний процес гідропривода з урахуванням того, що об'єм рідини у ньому і довжина трубопроводів, що поєднують насос і гідромотор незначні. Також прийнемо, що швидкість обертання двигуна постійна (в реальності вона змінюється в рамках 1–2 %).

У цьому випадку можна використовувати таке ж рівняння, як і у випадку дослідження механізму пересування крана, а саме

$$T_{\text{мех}} \frac{d\Omega_{Г.М}}{dt} + \Omega_{Г.М} = k_{\Omega} \cdot \gamma - \frac{M_{\text{стат}}}{F}.$$

При цьому ми обираємо аналогічні графіки зміни швидкості обертання гідромотора в період розгону і гальмування, як і при дослідженні механізму пересування, що було зроблено раніше.

Як показують розрахунки, для гідростатичного привода механізму підйому мостового крана, що характеризується насосами й гідромоторами з максимальним тиском до  $160 \text{ кг/см}^2$ , часом розгону  $t_{\text{уст}}$ , прийнятим на практиці кранобудування, а також величинами відношення  $\frac{t_{\text{уст}}}{T_{\text{мех}}} \geq 10$ , про динаміку

перехідного процесу (з погляду відхилення поточної швидкості гідроприводу від значення, що задається системою керування) слід говорити лише якщо буде потреба одержання особливо точних результатів, що може бути виправдано у кранах, які працюють в автоматичному режимі за заданою програмою.

В усіх інших випадках використання крана з гідростатичним приводом швидкодія електрогідропривода визначається швидкодією сервопривода системи керування й при лінійній зміні параметра  $\gamma$  від  $0^\circ$  до  $\gamma_{\text{уст}}$  за  $t_{\text{уст}}$  перехідний процес зміни швидкості можна вважати закінченим за часом  $t_{\text{уст}}$  з достатньою для практики точністю.

### 2.7.3. Дослідження ККД гідроприводу

Ступінь досконалості будь-якого привода в цілому визначається за коефіцієнтом корисної дії  $\eta_{\text{об}}$ , який дорівнює співвідношенню потужності, яка витрачається на здійснення корисної роботи  $N_{\text{кор}}$  і потужності, яка споживається приводом (електродвигуном) –  $N_{\text{д}}$ .

Втрати потужності у гідростатичній передачі складаються із втрат продуктивності  $\eta_{\text{об}}$ , втрат тиску  $\eta_{\text{г}}$  і втрат на тертя  $\eta_{\text{мех}}$  [38].

$$\text{Об'ємний ККД привода} \quad \eta_{\text{об}} = \frac{q_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}}{q_{\text{н}} \cdot \theta \cdot n_{\text{н}}} \quad (2.78)$$

$$\text{Гідравлічний ККД привода} \quad \eta_{\text{г}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{н}}} \approx 1 \quad (2.79)$$

$$\text{Гідромеханічний ККД мотора} \quad \eta_{\text{гм}} = \frac{M_{\text{м}}}{0,159 q_{\text{м}} \cdot \Delta P} \quad (2.80)$$

$$\text{Гідромеханічний ККД насоса} \quad \eta_{\text{нгм}} = \frac{0,159 q_{\text{н}} \cdot \theta \cdot \Delta P}{M_{\text{н}}} \quad (2.81)$$

$$\text{Гідромеханічний ККД привода} \quad \eta_{\text{г.мех}} = \eta_{\text{гм}} \cdot \eta_{\text{нгм}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot q_{\text{н}} \cdot \theta}{M_{\text{н}} \cdot q_{\text{м}}} \quad (2.82)$$

$$\text{Загальний ККД гідроприводу} \quad \eta_{\text{заг.гп}} = \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{г.мех}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}}{M_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}}} \quad (2.83)$$

Загальний ККД електроприводу (з урахуванням ККД електродвигуна)

$$\eta_{\text{заг.ел.гп}} = \frac{M_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}}{975 \cdot N_{\text{д}}} \quad (2.84)$$

У приведених виразах:  $q_{\text{м}}$  – об'ємна постійна гідромотора;  $q_{\text{н}}$  – номінальна об'ємна постійна гідромотора;  $n_{\text{н}}$  – швидкість обертання електродвигуна;

$n_m$  – дійсна швидкість обертання гідромотора;  $\theta$  – відносна продуктивність насоса (0 – 1);  $P_m$  – тиск на вході гідромотора;  $P_n$  – тиск на виході з насоса;  $M_m$  – крутний момент на валу гідромотора;  $M_n$  – крутний момент на валу насоса;  $\Delta P$  – перепад тисків у напірному і всмоктувальному трубопроводах;  $N_d$  – потужність, яка споживається електродвигуном з мережі.

На рис. 2.86 наведені експериментальні графіки залежності часу розгону гідропривода з  $J_{кр} = 6,77 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  і  $M_{ст} = 23,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$  (кран з вантажем  $Q = 30 \text{ т}$ , візок у середині прольоту моста) від швидкості керуючого впливу ( $da/dt$ ) для різних значень  $\omega_{уст}$ , яким відповідає  $\alpha = 5^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ .

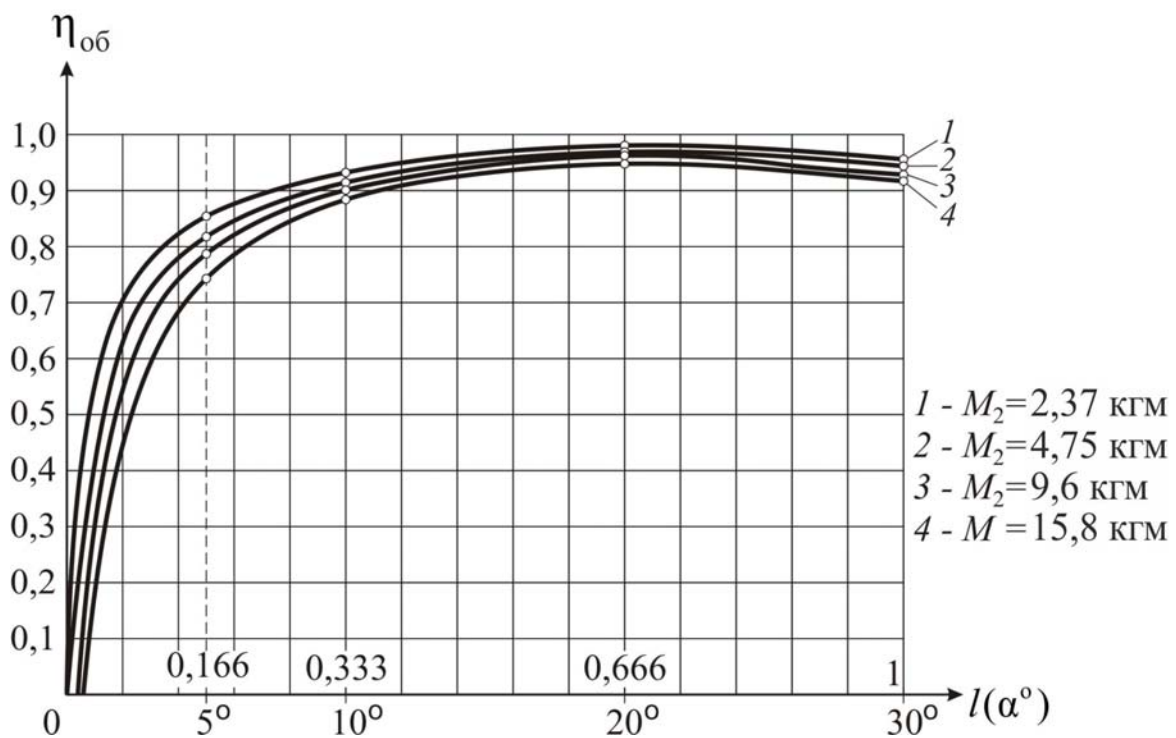


Рис. 2.86. Графіки залежності об'ємного ккд від відносної продуктивності насоса при різному навантаженні на валу гідромотора

З графіка видно, що час розгону завжди більший за час гальмування (для однакових  $\alpha$  і  $da/dt$ ), що оптимальна величина швидкості зміни керуючого впливу ( $da/dt$ ) для періоду гальмування більше ( $4^\circ/\text{с}$ ), ніж для періоду розгону ( $3,5^\circ/\text{с}$ ), що, збільшуючи швидкість зміни керуючого впливу понад оптимальну, ми не можемо зменшити час протікання перехідних процесів – він залишається без змін. Більш того, у двигуновому режимі при розгоні привода до  $\omega$ , яка визначається  $\alpha = 30^\circ$ , при великій швидкості  $da/dt = 20^\circ/\text{с}$  замість зменшення періоду розгону чи хоча б підтримці часу розгону на рівні, отриманому при  $da/dt = 5^\circ/\text{с}$ , маємо збільшення в 1,7 рази часу розгону проти мінімально можливого.

Це відбулося внаслідок перекидання приводного електродвигуна (осцилограма на рис. 2.91).

Подібне перекидання з затягуванням перехідного процесу може відбутися і у режимі гальмування, якщо в якості приводного буде використаний двигун з меншою (у 2 і більше рази) потужністю, ніж встановлений, або при цій же потужності буде використаний насос зі збільшеною (у 2 і більше рази) об'ємною постійною  $q_{н.ном}$ .

На рис. 2.88, 2.89 наведені графіки залежності споживаної і рекуперованої потужності від момента на валу гідромотора у двигуновому і гальмівному режимі (рис. 2.88) і від швидкості зміни керуючого впливу  $d\alpha/dt$  рис. 2.87 для різної продуктивності насоса  $\alpha = 5^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ .

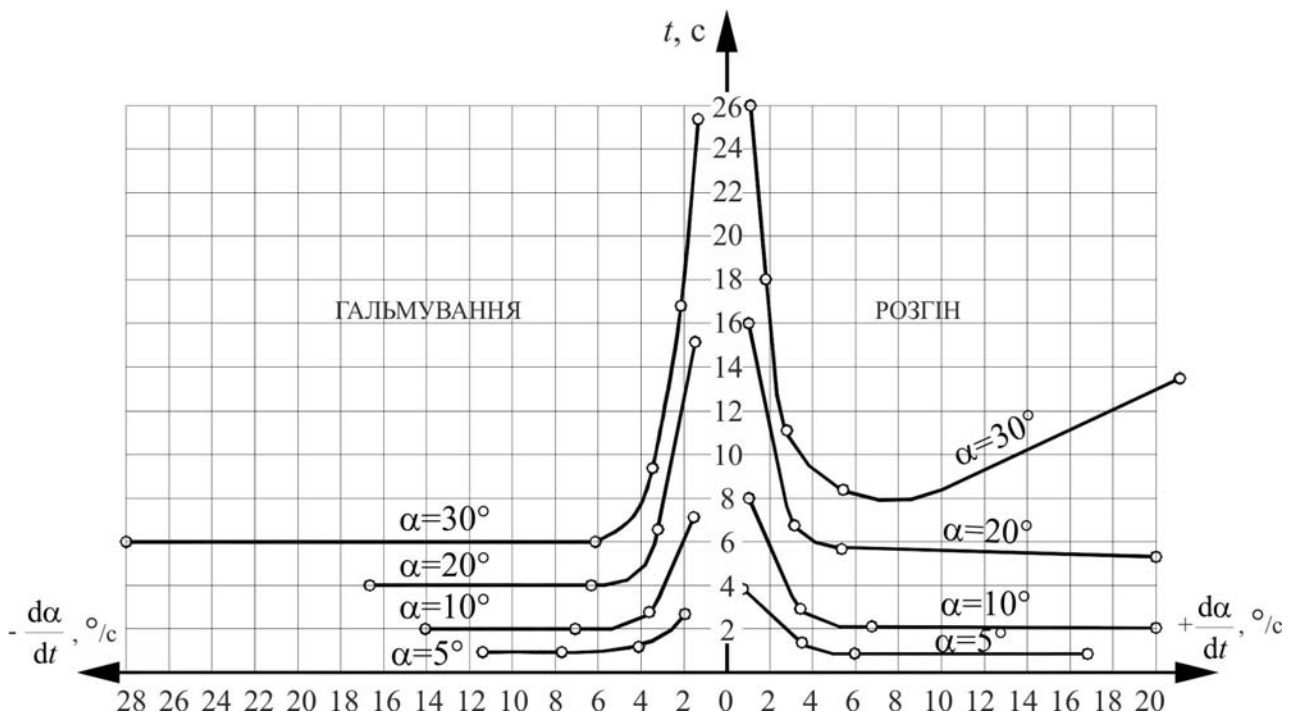


Рис. 2.87. Графіки залежності часу  $t$  розгону та гальмування гідропривода від швидкості  $d\alpha/dt$  зміни керуючого впливу

Графіки на рис. 2.86 показують, що потужність, споживана приводним електродвигуном з мережі знаходиться у лінійній залежності від навантаження гідромотора ( $M = M_{ст} + M_{дин}$ ). Рекуперована потужність знаходиться у більш складній залежності від крутного моменту на валу гідромотора. Чим більша продуктивність насоса  $\alpha$ , тим ближче крива, що виражає залежність  $N_{рекуп} = f(M_{г.м})$ , наближається до прямої.

У цілому, будь-якій продуктивності насоса притаманний ріст рекуперованої потужності з ростом крутного моменту  $M_{г.дв}$ . При великих продуктивностях насоса маємо більший приріст  $N_{рекуп}$  на одиницю моменту на валу гідромотора, ніж при малих продуктивностях. У гальмівному режимі при малому навантаженні на валу гідромотора електродвигун споживає енергію з мережі ( $M = 1,5 \div 4$  кг·м – в залежності від  $\alpha$ ), а не рекуперує її. Як видно з

графіків можливі такі режими гальмування при яких двигун енергію не споживає і не віддає її в мережу ( $N_{\text{спож}}, N_{\text{рекуп}} = 0$ ).

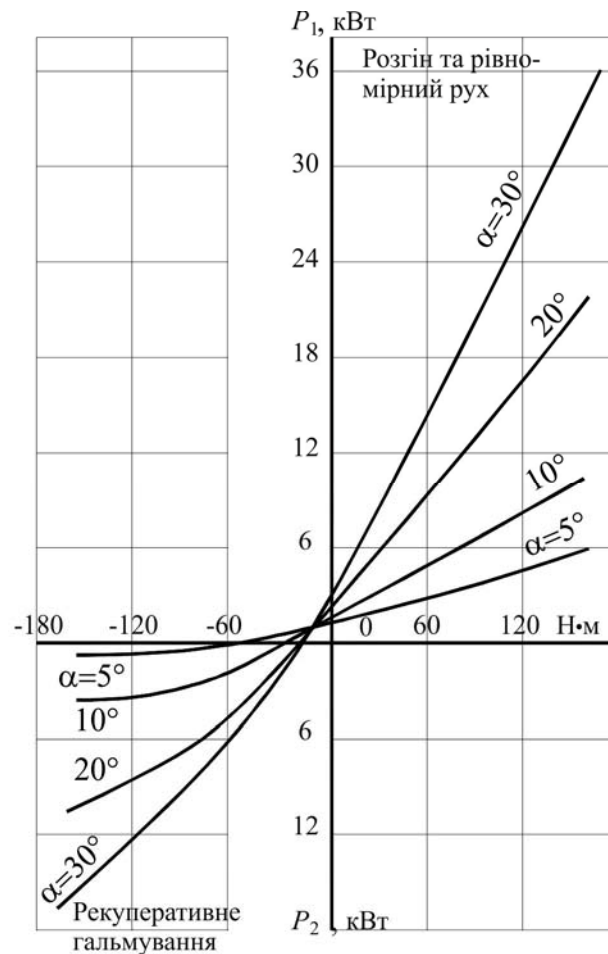


Рис. 2.88. Графіки залежностей  $N_{\text{спож}}, N_{\text{рекуп}} = f(M_{\text{г.м}})$

Усі чотири криві  $\alpha = 5^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$  перетинають вісь ординат у різних точках – відповідно 1,4; 1,5; 1,8; 2,5 кВт.

Ці точки характеризують потужність, споживану електродвигуном при відсутності навантаження на валу гідромотора при  $\alpha = 5^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ .

На рис. 2.89 наведені графіки, отримані дослідним шляхом, що виражають залежність споживаної і рекуперованої потужності від швидкості керуючого впливу:  $N_{\text{спож}}, N_{\text{рекуп}} = f(da/dt)$  для різної продуктивності насоса  $\alpha = 5^\circ, 10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ .

З графіків видно, що при певній швидкості зміни продуктивності насоса настає «насичення» – збільшення швидкості керуючого впливу не призводить до збільшення споживаної або рекуперованої потужності. Це свідчить про те, що при такій швидкості керуючого впливу спрацьовують запобіжні клапани.

При швидкості керуючого впливу  $da/dt = 20^\circ/\text{с}$  і номінальній продуктивності насоса ( $\alpha = 30^\circ$ ) відбувається перекидання двигуна, про що свідчить величина споживаної потужності – 37 кВт, яка співпадає зі



споживаною потужністю у режимі перекидання, знайденою з кругової діаграми двигунів АО-62-4. Споживана потужність у 36 кВт не є ще перекидаючою ( $d\alpha/dt = 5,5 \text{ }^\circ/\text{с}$ ), вона розташована лише у точці перегину кривої  $N_{\text{спож}} = f(d\alpha/dt)$  при  $\alpha = 30^\circ$ .

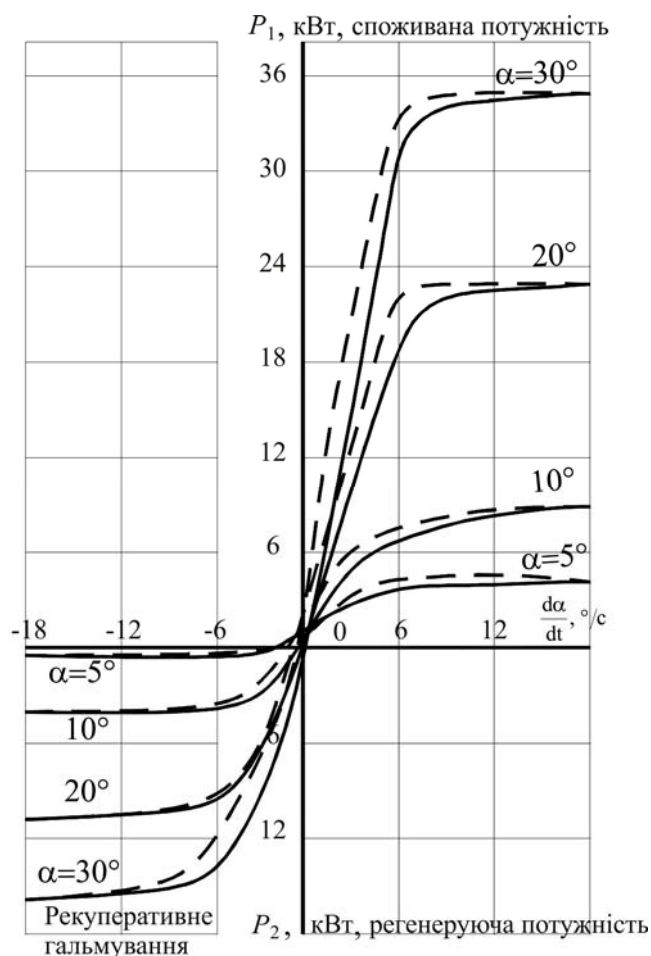


Рис. 2.89. Графіки залежностей  $N_{\text{спож}}$ ,  $N_{\text{рекуп}} = f\left(\frac{d\alpha}{dt}\right)$

На графіках суцільними лініями показані криві, що відносяться до навантаження на валу гідромотора –  $J_{\text{кр}} = 6,77 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $M_{\text{ст}} = 0$ , а пунктирні лінії відповідають навантаженню  $J_{\text{кр}} = 6,77 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $M_{\text{ст}} = 21,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Останнє поєднання навантажень відноситься до механізму пересування мостового крана з вантажем  $Q = 30 \text{ т}$ , на якому проводились натурні експериментальні дослідження.

З графіків видно, що при однаковій інтенсивності розгону або гальмування, більша потужність споживається при другому співвідношенні навантажень ( $J_{\text{кр}}$  і  $M_{\text{ст}}$ ), а більша потужність рекуперується при першому співвідношенні навантажень ( $J_{\text{кр}}$ ;  $M_{\text{ст}} = 0$ ).

Наявність статичного навантаження на валу збільшує споживану потужність у процесі розгону і зменшує рекуперовану потужність у процесі

гальмування. Однак це відбувається лише до певної межі по  $da/dt$ , після чого, внаслідок спрацювання запобіжних клапанів, споживання потужності при обох співвідношеннях навантажень зрівнюється. З цієї є причини зрівнюються рекуперовані потужності для обох співвідношень навантажень.

Усі вісім кривих перетинають вісь ординат у восьми різних точках. Ось ці точки: для  $\alpha = 30^\circ$  – 7,5 кВт і 2,5 кВт, для  $\alpha = 20^\circ$  – 5 кВт і 1,8 кВт,  $\alpha = 10^\circ$  – 2,5 кВт і 1,5 кВт,  $\alpha = 5^\circ$  – 2 кВт і 1,4 кВт. Перші значення у кожній парі відповідають другому співвідношенню навантажень, другі цифри відносяться до першого співвідношення навантажень.

Значення цих величин відносяться до нескінченно довгого режиму розгону ( $da/dt = 0$ ). З цих графіків видно, що систему завантажену по  $J_{кр}$  і  $M_{ст}$  можна плавно розігнати при споживаній потужності в 7,5 кВт, у той самий час при її швидкому гальмуванні, потужність рекуперованої енергії може досягти 17,4 кВт.

Криві на рис. 2.89 показують, що споживана потужність при великих значеннях  $\alpha$  знаходиться у лінійній залежності (до моменту спрацювання запобіжних клапанів) від швидкості керуючого впливу.

Залежність потужності рекуперації від швидкості керуючого впливу при великих параметрах  $\alpha$  також близька до лінійної. При малих параметрах  $\alpha$  ця залежність має складніший характер, внаслідок великих додаткових втрат.

Після спрацювання запобіжних клапанів спостерігається різкий перелом у кривих. При подальшому збільшенні швидкості керуючого впливу спостерігається лише незначне зростання споживаної і рекуперованої потужності. Це зростання пояснюється деяким підвищенням тиску у системі. Воно зумовлене інерційністю механічної системи запобіжних клапанів. Внаслідок, при великих швидкостях  $da/dt$ , в системі розвивається тиск більший ніж налаштування запобіжних клапанів. Процеси споживання і рекуперації потужності записувалися за допомогою блока (рис. 2.90), що включає перетворювач П004. Для ілюстрації процесів, що протікають у гідроприводі, розглянемо декілька осцилограм. На рис. 2.88 наведена осцилограма, що показує розгін до  $\alpha = 30^\circ$  системи, навантаженої у відповідності з умовами, які мають місце на реальному крані ( $J_{кр} = 6,77 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $M_{ст} = 21,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ).

Розгін здійснюється з неприпустимо швидкою зміною параметра регулювання  $\alpha$ . Як було зазначено раніше, це призводить до перекидання електродвигуна і затягуванню процесу розгону.

Розганяти з такою інтенсивністю (за  $da/dt$ ) систему з такими зовнішніми навантаженнями не рекомендується.

Необхідно зауважити, що в цьому випадку система сама обирає собі режим, на якому вона зможе, не дивлячись на початкове перекидання двигуна, вийти на задану швидкість обертання, тобто система є у цьому сенсі саморегульованою.

Після закінчення розгону і досягнення заданої швидкості застосоване екстрене аварійне гальмування. При цьому машиніст не чинить впливу на руч-

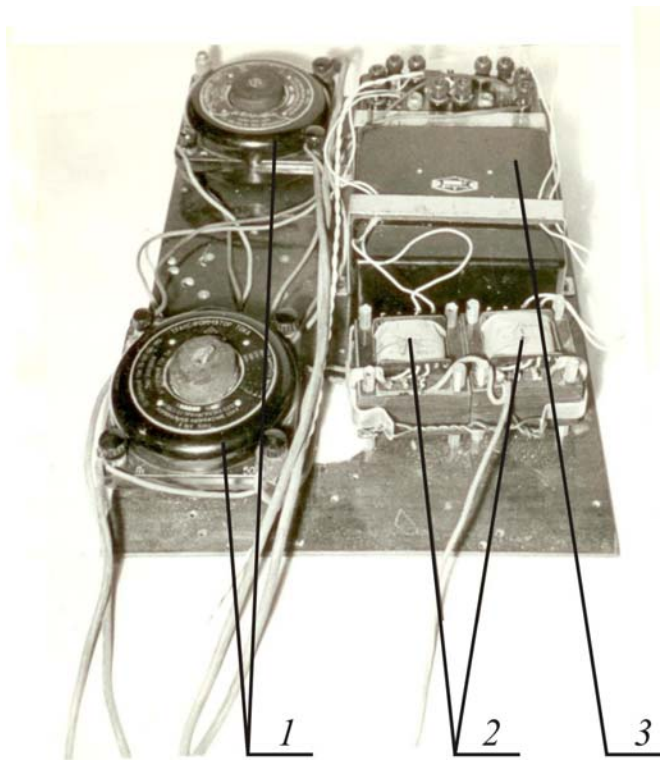


Рис. 2.90. Блок запису потужності:  
 1 – трансформатори струму; 2 – трансформатори напруги;  
 3 – перетворювачі потужності на ефекті Холла – П004

ку задатчика ДЗФМ, як зазвичай, а вимикає всю систему дистанційного керування. Нуль-встановлювач, його пружина, серводвигун являють собою деякий коливальний контур, який під дією пружини на самому початку виведе систему у нульове (за  $\alpha$ ) положення, але не зупиниться у ньому, а під дією момента інерції серводвигуна перестрибне його і відхилить валок дистанційного керування насосом на деякий кут у бік, протилежний початковому вихідному положенню. Система здійснить півтора повних коливання і зупиниться у «0» положенні по куту  $\alpha$ .

У момент, коли валок відхилиться під дією пружини і серводвигуна у бік, протилежний вихідному положенню, швидкість гідромотора ще не знизиться до нуля внаслідок великої інерційності махових мас, з'єднаних з гідромотором. Двигун при цьому з генераторного режиму роботи перейде у двигуновий, а насос почне передавати масло у трубопровід високого тиску, в якому спрацьовують запобіжні клапани. У цей момент має місце безглузда витрата енергії, що йде на нагрівання рідини. Мало того, що в процесі такого інтенсивного гальмування гідромотор дає таку продуктивність, що насос не здатен пропустити все масло через себе і більша його частина проходить через запобіжні клапани з трубопровода високого тиску, у додаток до цього насос переходить у такий режим, що починає подавати масло у трубопровід високого тиску в якому й до цього маслу не було куди відходити крім як через запобіжні клапани. Ясно, що цей додатковий потік масла, вироблений насосом, цілком пройде через запобіжні клапани і не буде сприяти скорішому гальмуванню,

адже і без цього гальмівний момент на гідромоторі максимальний (зумовлений перепадом тиску  $\Delta p_{п.к}$ ).

Описаний режим будемо називати режимом противмикання, на кшталт тому, як це має місце у електромеханічному приводі.

Такий режим можна прийняти лише у аварійних випадках, коли не доводиться рахуватися зі втратами енергії і нагріванням системи.

Просте вимикання тумблера живлення схеми веде до гальмування привода з найбільшою можливою інтенсивністю.

На рис. 2.92 наведена осцилограма процесу пуску і гальмування привода з нормальною інтенсивністю до  $\alpha = 20^\circ$ . Як бачимо, розгін і гальмування здійснюються з мінімальними динамічними навантаженнями, практично з постійним тиском, а, отже і крутним моментом на валу гідромотора. Прискорення постійне впродовж усього розгону, швидкість змінюється з часом суворолінійно.

Таку плавність роботи забезпечує система дистанційного керування, як вже зазначалося раніше.

Цю осцилограму, отриману у стендових умовах, доцільно порівняти з осцилограмою (рис. 2.103) при тих самих завантаженнях гідропривода та інтенсивності розгону і гальмування, отриманій у промислових умовах на натуральному крані.

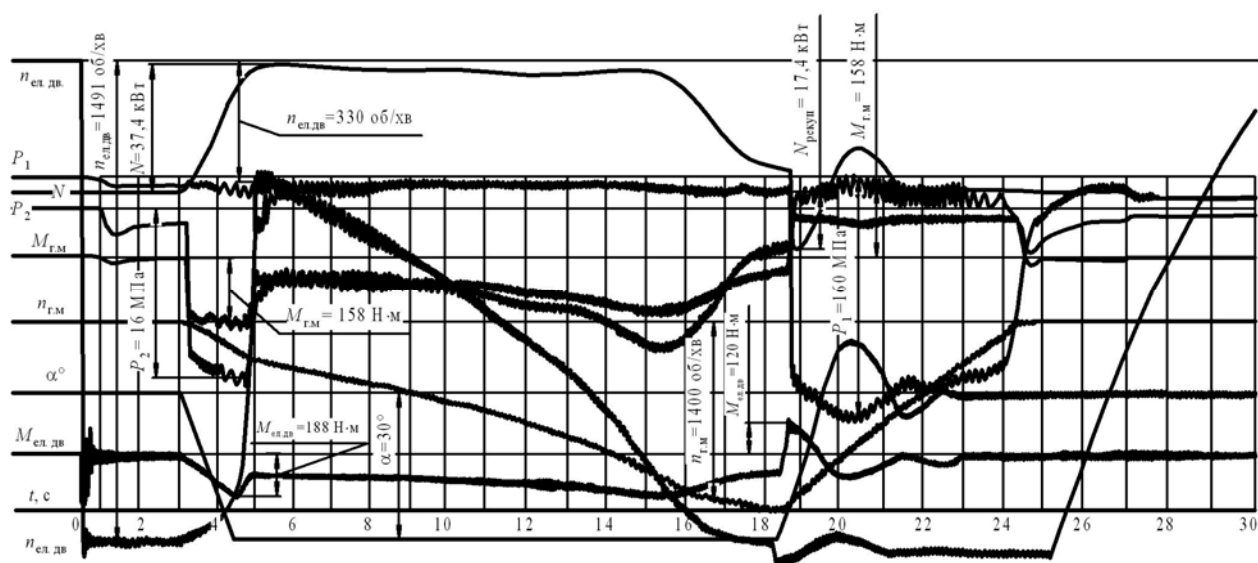


Рис. 2.91. Осцилограма інтенсивного розгону і гальмування гідропривода (до  $\alpha = 30^\circ$ ) з перекиданням електродвигуна ( $da/dt = 20^\circ/\text{с}$ ,  $t_{розг} = 14 \text{ с}$ ,  $t_{гальм} = 6 \text{ с}$ )

На рис. 2.93 наведена осцилограма інтенсивного пуску і гальмування при тих самих навантаженнях і максимальній швидкості, що і в попередньому випадку. Як видно з осцилограм, інтенсивний розгін не викликав перекидання двигуна, адже розгін здійснювався до швидкості, що відповідає  $\alpha = 20^\circ$ , а не  $\alpha = 30^\circ$ , як показано на рис. 2.91. Розгін здійснюється практично при постійному тиску і крутному моменті гідромотора. Аналогічно відбувається і

гальмування. Як бачимо швидкість керуючого впливу приблизно у 5 разів більша оптимальної величини. Тобто так швидко змінювати продуктивність насоса не варто, адже це призводить лише до втрат енергії, не скорочуючи час протікання перехідних процесів.

Цю осцилограму також корисно порівняти з аналогічною, отриманою при випробуванні натурного крана (рис. 2.101).

Деякі питання дослідження пуско-гальмівних режимів гідростатичного привода наведені нами в роботі [39].

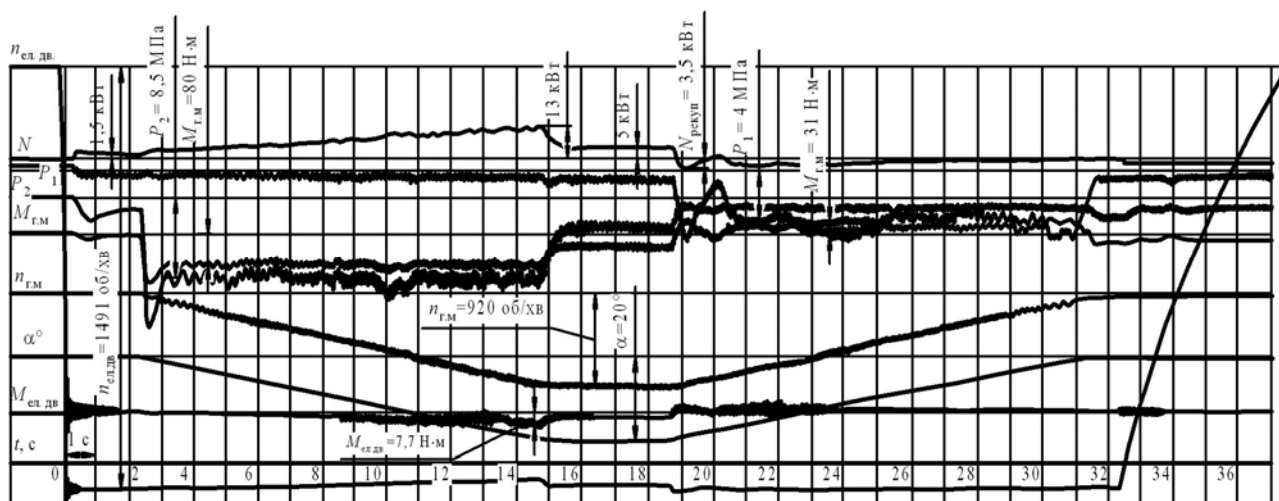


Рис. 2.92. Осцилограма пуско-гальмівного режиму гідроприводу з нормальною інтенсивністю  $da/dt = 1,6 \text{ } ^\circ/\text{с}$ ,  $t_{\text{розг}} = t_{\text{гальм}} = 12,5 \text{ с}$

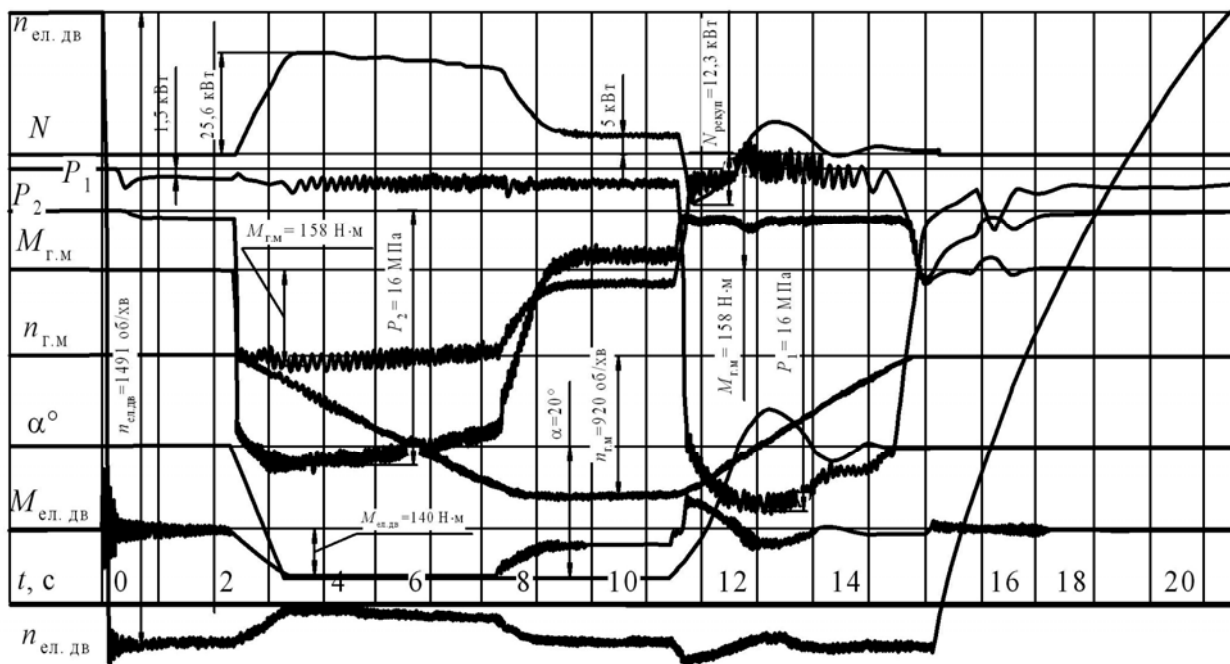


Рис. 2.93. Осцилограма інтенсивного розгону і гальмування гідроприводу  $da/dt = 20 \text{ } ^\circ/\text{с}$ ,  $t_{\text{розг}} = 5 \text{ с}$ ,  $t_{\text{гальм}} = 3,8 \text{ с}$

## 2.8. Порівняльні експериментальні дослідження приводів на натурних кранах

Протягом 5 місяців проводилися експериментальні дослідження роздільного гідростатичного привода і роздільного електромеханічного приводу на мостовому крані в/п 30/5 т конструкції Харківського заводу ПТО ім. Леніна.

Випробування проводилися в умовах споруджуваного цеху Харківського турбогенераторного заводу ім. С.М. Кірова при температурі навколишнього повітря від  $-22^{\circ}\text{C}$  до  $+10^{\circ}\text{C}$ .

### 2.8.1. Програма й методика досліджень: вимірювані величини й прилади

Випробування мали своєю метою з'ясувати:

- принципову можливість роботи механізму пересування мостового крана, оснащеного роздільним гідростатичним приводом з насосами регульованої продуктивності;
- працездатність запропонованої системи дистанційного керування двома насосами регульованої продуктивності;
- глибину регулювання швидкості гідроприводу у натурних умовах;
- характер і величину динамічних зусиль, що виникають у валопроводі механізму пересування;
- здатність гальмування гідроприводу без механічних гальм;
- здатність гідроприводу рекуперувати енергію в мережу при гальмуванні.

Порівняльні випробування гідростатичного й електромеханічного приводів проводилися з вантажами 5, 10, 15, 20, 25, 30 т при трьох положеннях візка уздовж прольоту моста (середнє й обидва крайніх) і трьох положеннях вантажу за висотою.

Випробування для обох приводів проводилися при нормальній інтенсивності розгону і гальмування, у режимі максимально можливої інтенсивності розгону і гальмування, гальмування протivismанням, аварійного гальмування (гідропривод).

Для оцінки роботи гідроприводу на осцилографі записувалися наступні параметри:

$M_1$  і  $M_2$  – крутні моменти у трансмісійних валах обох гідроприводів;

$P_1$  і  $P_2$  – тиск у обох трубопроводах високого тиску одного з гідроприводів;

$N_1$  і  $N_2$  – потужність споживана й рекуперована обома приводними двигунами гідроприводів;

$\alpha$  – кут повороту валка (керуючий вплив) дистанційного керування одного з насосів;

$\varphi$  – кут відхилення вантажних канатів;

$n_{\text{гм}}$  – швидкість обертання вихідного вала одного з гідромоторів;

$n_{\text{ед}}$  – швидкість обертання одного з приводних електродвигунів гідроприводу;

позначення «г.м» – імпульсний лічильник обертів одного з гідромоторів;  
позначення «е.д» – імпульсний лічильник обертів одного з приводних електродвигунів;

$t$  – час.

Становить інтерес методика запису і тарування окремих параметрів:

– Крутні моменти  $M_1$  і  $M_2$  у трансмісійних валах, що з'єднують редуктор з ходовим колесом, записуються за допомогою тензодатчиків. У зв'язку з невеликою швидкістю обертання трансмісійного вала (30 об/хв) і обмеженою довжиною пробігу крана (50 м) виявилось можливим виконувати передачу сигналів з тензодатчиків без застосування струмознімачів. Екранований кабель при цьому намотувався на трансмісійний вал.

Для запобігання заплутуванню екранованого кабеля й автоматизації (без участі експериментатора) процесів навивки і звивки кабеля трансмісійного вала була розроблена система, що складається з відхиляючого рольганга, рухомого блоку й вантажу.

Для тарування датчиків крутного моменту (рис. 2.94) був використаний мірний важіль (довжиною 1 м), що кріпиться на зубчатій муфті ходового колеса, пружинний динамометр, гвинтовий стягуючий пристрій, гальмівний

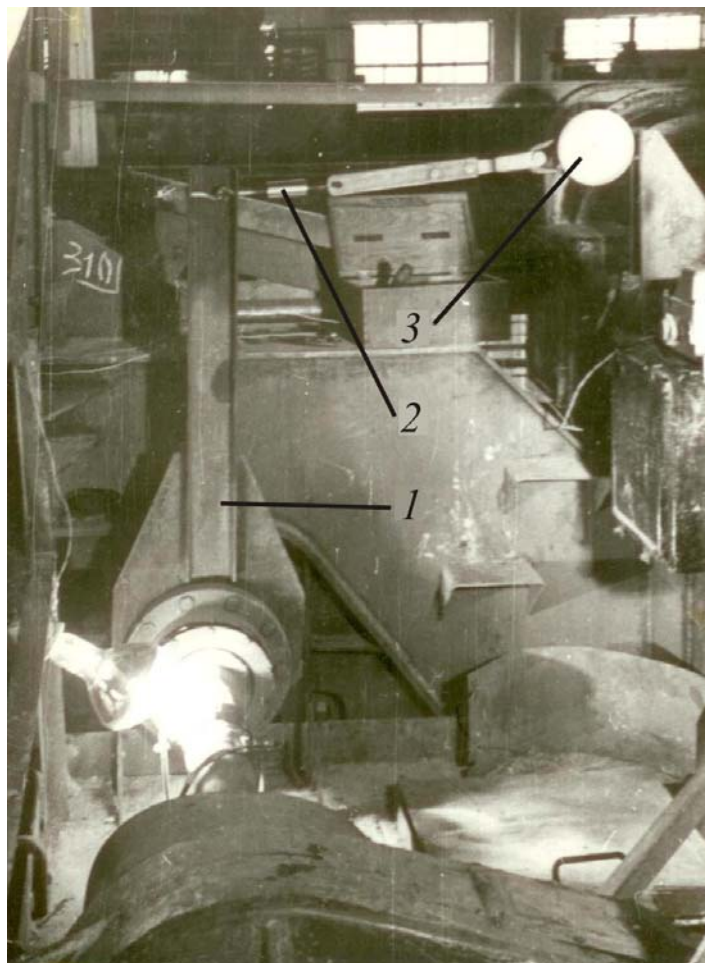


Рис. 2.94. Тарування датчиків крутного моменту трансмісійного валу:  
1 – мірний важіль; 2 – гвинтовий стягуючий пристрій; 3 – динамометр



пристрій для стопоріння вихідного валу гідромотора. Для проведення тарування приводна система крана за допомогою домкратів піднімалася (ходові колеса крана відривалися від рейок), гвинтовим стягуючим пристроєм на трансмісійному валу створювався крутний момент, величина якого визначалася за показниками динамометра й одночасно записувалася на осцилограф.

У процесі проведення експериментів тарування крутного моменту проводилися кілька разів.

– Тарування датчиків тиску  $P_1$  і  $P_2$  проводилося безпосередньо на мосту крана за допомогою вантажепоршневого манометра МП-60 таким же способом, як і при проведенні стендових досліджень. Тарування датчиків безпосередньо на крані перед випробуваннями й у процесі випробувань виключала можливість внесення похибки, яка могла мати місце при таруванні лише у стендових умовах.

– Споживана і рекуперована потужність обох приводів як і у стендових випробуваннях записувалася за допомогою приладів П004. Тарування здійснювалося безпосередньо на крані за показниками двох астатичних ватметрів. При таруванні датчиків потужності ходові колеса приводної сторони крана, як і при таруванні датчиків крутного моменту, відривалися від рейок за допомогою домкратів.

Навантаження гідроприводу здійснювалося за допомогою спеціального механічного стрічкового гальма, встановлюваного на з'єднувальну муфту гідромотора.

– Величина кута повороту коліски насосів  $\alpha$  записувалася на осцилограф і тарувалася тими ж засобами й методами, як і при проведенні стендових випробувань.

– Для запису кутів відхилення вантажних канатів  $\varphi$  застосовувався спеціально сконструйований датчик реохордного типу, що охоплює своїми роликami один з вантажних канатів головного підйому (рис. 2.95). Тарування датчика виконувалася за величиною дуги відхилення вантажу від нейтрального положення з наступним геометричним перерахуванням. Для правильного тарування на гак підвішувався вантаж  $Q = 5$  т для того, щоб тримати всі вантажні канати у натягнутому положенні.

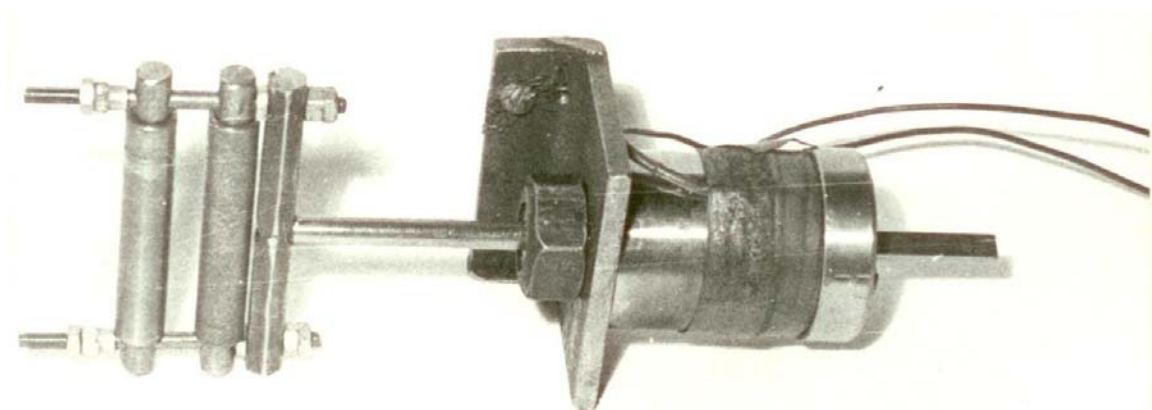


Рис. 2.95. Датчик кута відхилення вантажних канатів

Тарування кута  $\varphi$  за величиною дуги відхилення однієї лише гакової підвіски (вага 90 кг) дає неправильні результати внаслідок відхилення вантажних канатів за деякою параболою, а не за прямою, як це має місце при відхиленні підвіски з достатнім вантажем.

Вантаж вагою 5 т за допомогою мускульної сили приводиться у коливання з наперед заданою амплітудою. Одночасно проводився запис показань на осцилограф. На рис. 2.96 наведена установка датчика кута відхилення канатів на візку.

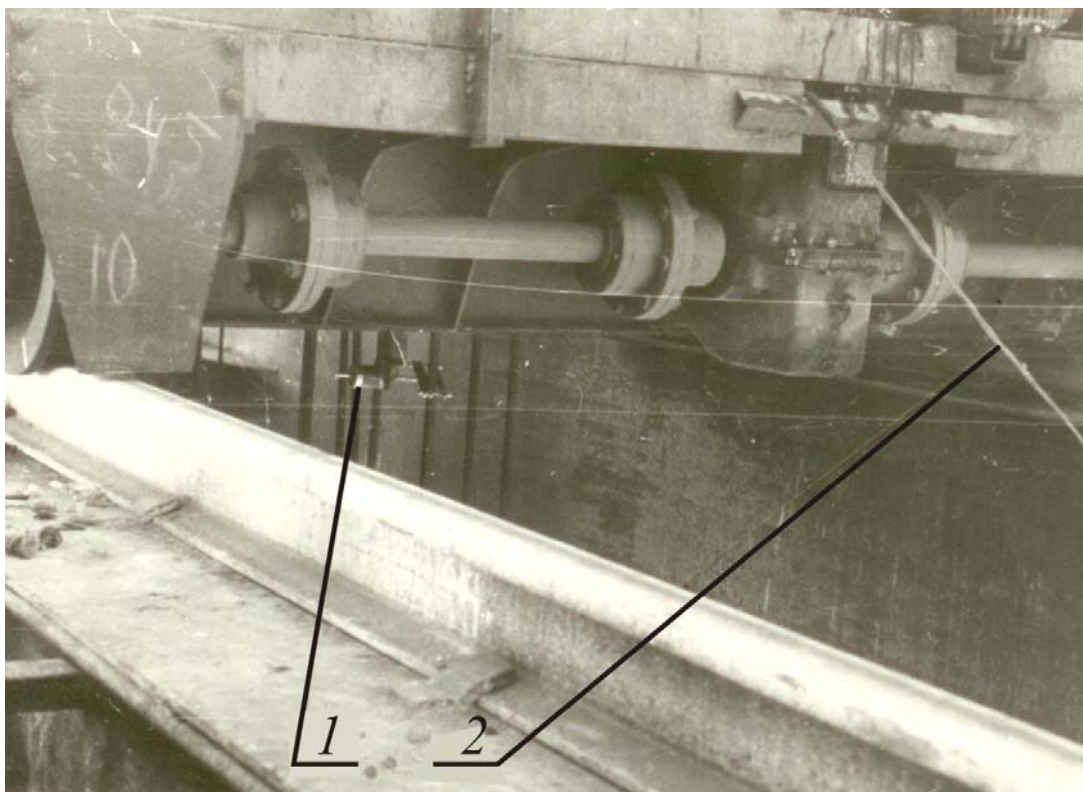


Рис. 2.96. Встановлення датчика кута відхилення канатів головного підйому:  
1 – датчик; 2 – дроти для передачі показів датчика на осцилограф

– Параметри  $n_{\text{гм}}$ ,  $n_{\text{ед}}$  тарірувалися й записувалися на осцилограф тими самими методами, що й при проведенні стендових випробувань. Це ж стосується позначників «гм» і «ед» і датчика часу.

На рис. 2.97 наведена електрична схема вимірів параметрів при випробуванні роздільного гідростатичного привода.

Основна частина досліджень проводилася при номінальному вантажі у 30 т (рис. 2.98).

На рис. 2.99 наведена електрична схема вимірів параметрів при випробуванні роздільного електромеханічного привода.

При випробуванні роздільного електромеханічного привода (рис. 2.100) на осцилограф записувалися тими ж методами ті ж параметри, що у гідростатичного привода, за винятком чисто гідравлічних –  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $\alpha$ ,  $n_{\text{гм}}$ , позначення «гм».

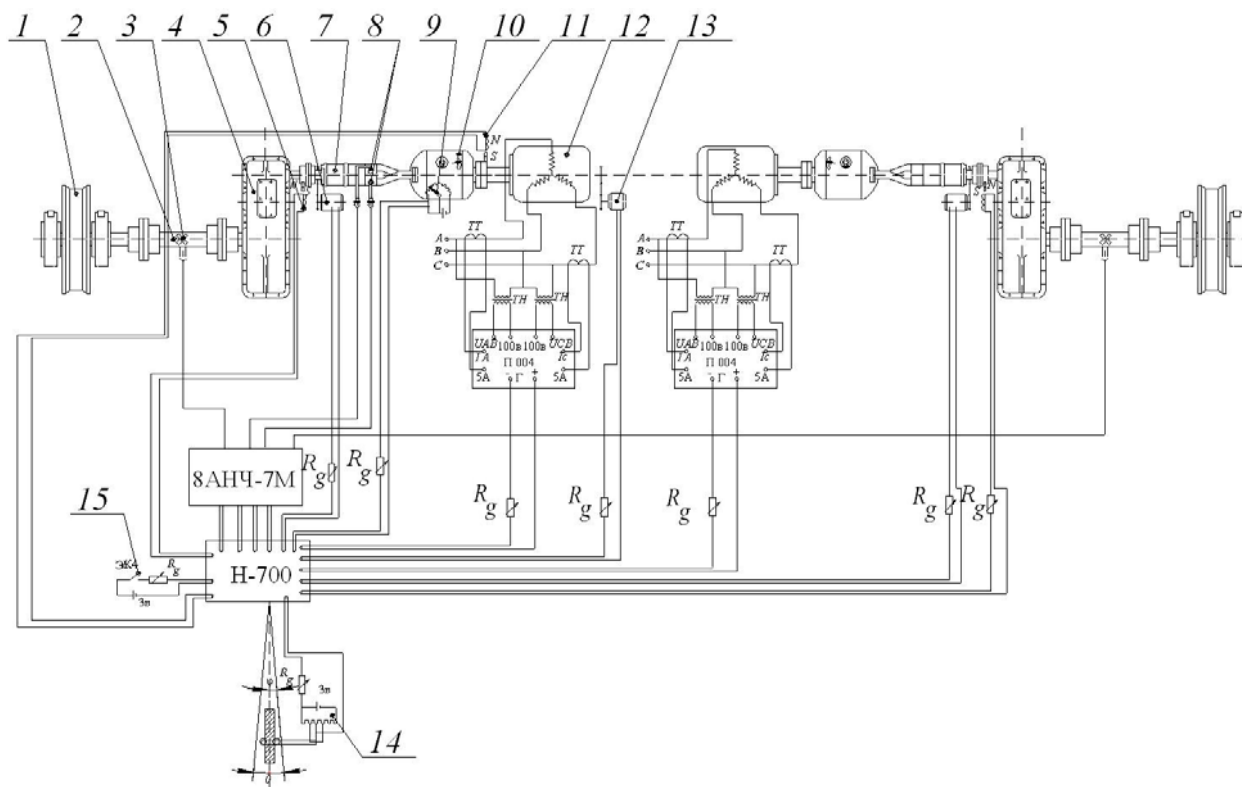


Рис. 2.97. Електрична схема виміру параметрів при випробуванні гідростатичного привода:

- 1 – ходове колесо; 2 – трансмісійний вал; 3 – датчик крутного моменту; 4 – редуктор;  
 5 – імпульсний датчик числа обертів гідромотора; 6 – тахогенератор гідромотора;  
 7 – гідромотор; 8 – датчик тиску; 9 – датчик кута повороту валика керування  
 продуктивністю насосів; 10 – насос ПД №5; 11 – датчик числа обертів електродвигуна;  
 12 – електродвигун; 13 – тахогенератор електродвигуна; 14 – датчик кутів відхилення  
 каната; 15 – контактний годинник



Рис. 2.98. Дослідний вантаж вагою 30 т



### 2.8.2. Дослідження пуско-гальмівних режимів роботи роздільного гідростатичного привода мостового крана

Для можливості порівняння результатів дослідження гідростатичного й електромеханічного приводів потрібно кран розганяти й гальмувати за однаковий час (в обох приводів) у всіх циклах, при всіх навантаженнях, положеннях візка і т. ін.

Вручну, навіть із застосуванням секундоміра, це завдання може бути виконано досить приблизно.

Для рівномірного збільшення й зменшення швидкості у часі була використана система автоматичного керування гідроприводом, опис якої наведено раніше.

Час рівноприскореного розгону крана з такою системою дорівнює 12–13 с, що відповідає середньодослідним даним для кранів вантажопідйомністю 30 т, оснащених електромеханічним приводом.

Випробування гідростатичного привода проводилися на слідкуючих режимах роботи: автоматичний розгін і гальмування з номінальним прискоренням і затримкою, розгін крана з максимальним прискоренням і затримкою.

На копії осцилограми (рис. 2.101) наведено розгін і гальмування крана без вантажу. Розгін і гальмування автоматичні з  $t_{\text{розг}} = 12,5$  с;  $t_{\text{гальм}} = 12$  с. Як видно з осцилограми, процеси пуску і гальмування протікають винятково плавно, крутні моменти у трансмісійних валах досить незначні, тиски також дуже малі. Зміна швидкості при розгоні і гальмуванні у часі носить лінійний характер і слідує за зміною параметра  $\alpha$ . Напрями крутних моментів  $M_1$  і  $M_2$  за фазою узгоджуються з напрямком пересування крана, що свідчить про досить високу ступінь синхронізації вихідних швидкостей гідромоторів.

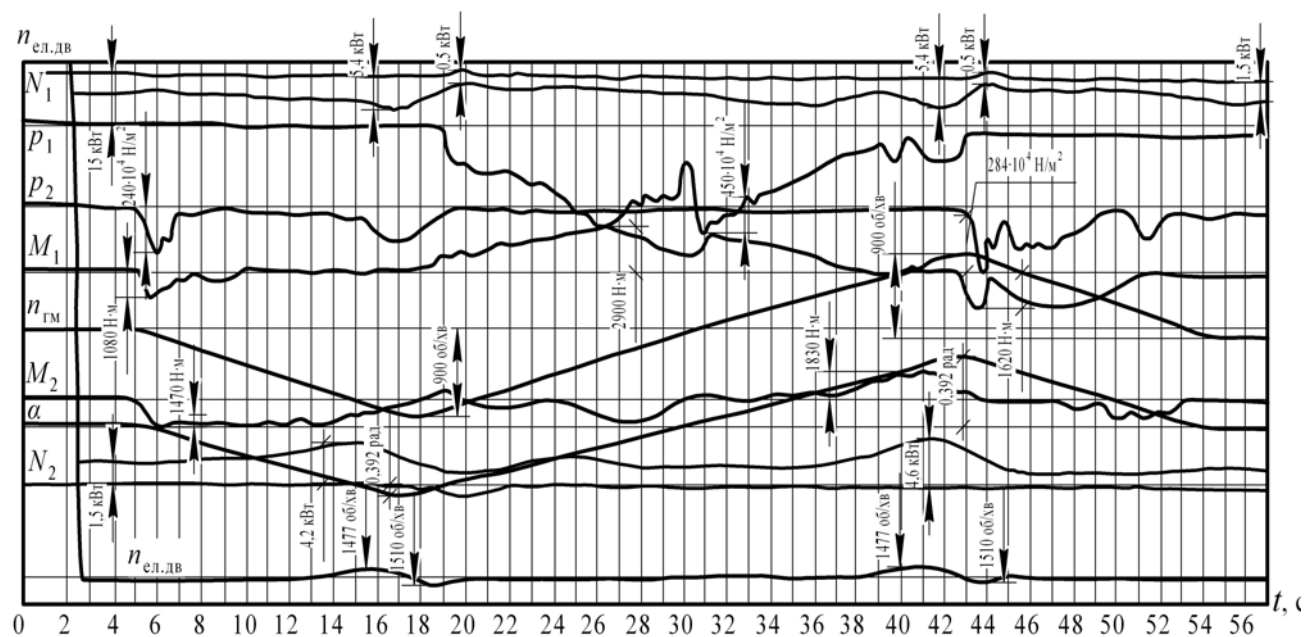


Рис. 2.101. Осцилограма розгону і гальмування крана з гідростатичним приводом:

$$Q = 0 \text{ т; } t_{\text{розг}} = 12,5 \text{ с; } t_{\text{гальм}} = 12 \text{ с}$$



Процеси супроводжуються незначним споживанням і рекуперацією потужності.

На рис. 2.102 наведена осцилограма інтенсивних процесів розгону і гальмування крана без вантажу на гаку. Час виведення насоса на встановлену продуктивність, як і час зворотного процесу становить 1,5 с. Час розгону крана до усталеної швидкості – 3,5 с, час гальмування – 3 с. У процесі розгону й у процесі гальмування спрацьовували запобіжні клапани. Як видно з осцилограми, тиск у системі у процесі пуску й гальмування перевищував 16 МПа.

Моменти у трансмісійних валах, обмежені цим тиском були:  
 $M_1 = M_2 = 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

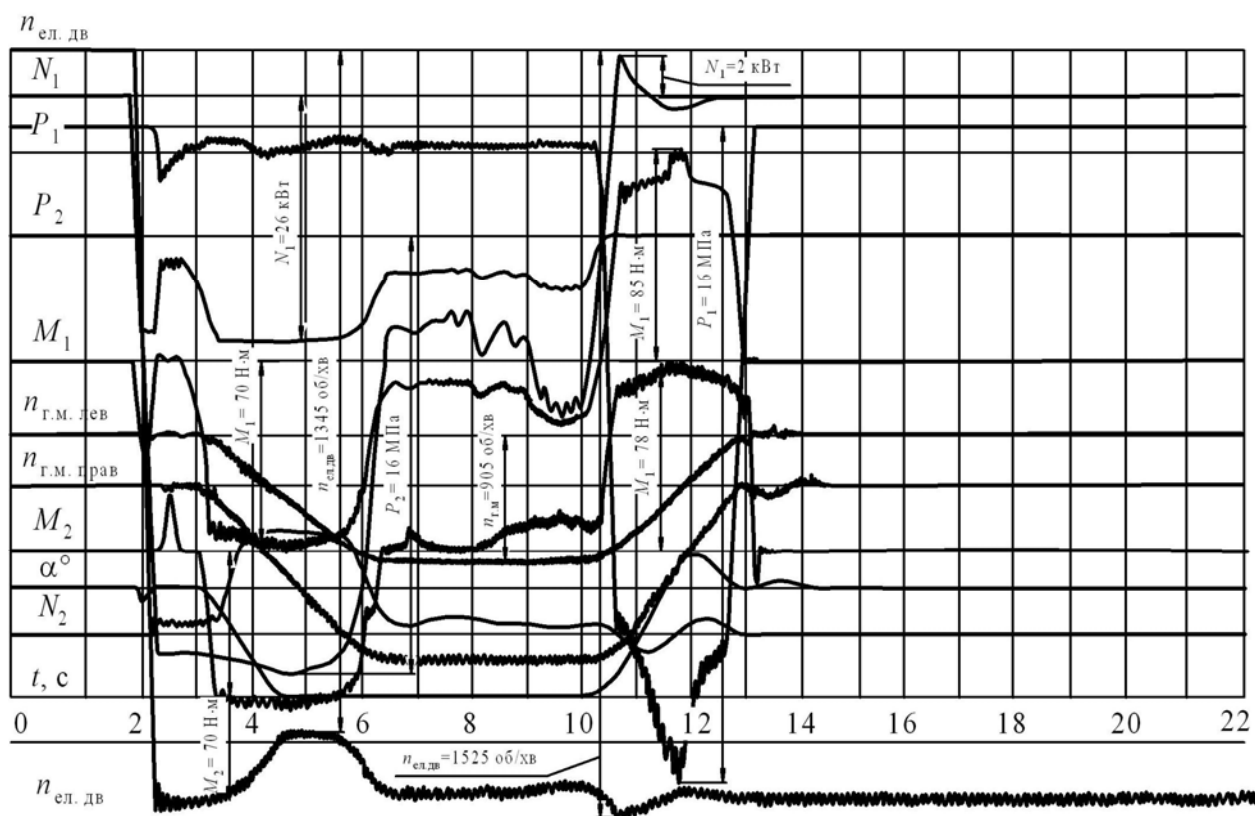


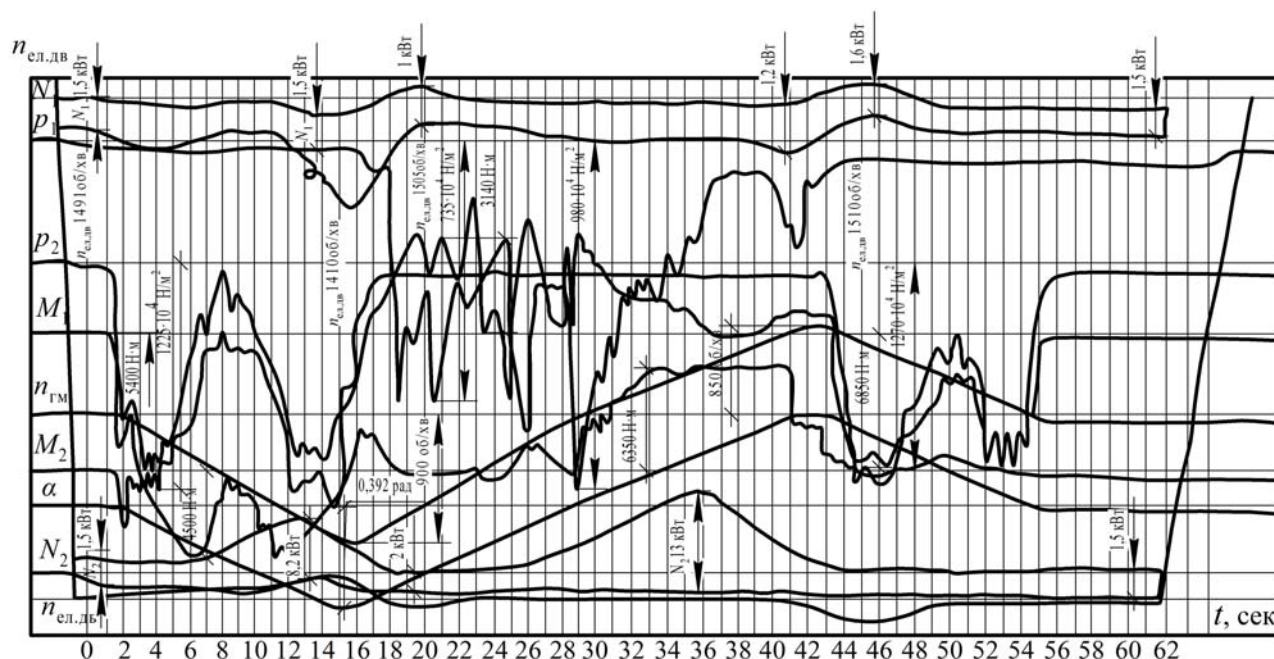
Рис. 2.102. Осцилограма інтенсивного розгону і гальмування крана з гідростатичним приводом:  $Q = 0 \text{ т}$ ;  $t_{\text{розг}} = 3,5 \text{ с}$ ;  $t_{\text{гальм}} = 3 \text{ с}$

Розгін і гальмування протікають при постійній величині крутного моменту на трансмісійних валах і постійному тискові у системі. Характер зміни швидкості, прискорення, крутного моменту на валу гідромотора знайдено нами раніше.

Судячи з характеру зміни крутного моменту у трансмісійних валах, втрати зчеплення ходових коліс із рейкою при пускові й гальмуванні не відбувається.

Наростання й спад споживаної потужності у часі має характер, сприятливий для електродвигуна. Ріст потужності має приблизно лінійний вигляд, як і при проведенні стендових досліджень. Під час травлення запобіж-

На рис. 2.103 наведена осцилограма розгону і гальмування крана з вантажем  $Q = 30$  т на гаку. Час розгону крана  $t_{\text{розг}} = 13,5$  с, час гальмування


$$Q=30 \text{ т}; t_{\text{розг}}=13,5 \text{ с}; t_{\text{гальм}}=12,5 \text{ с}$$



$t_{\text{гальм}} = 12,5$  с. Довжина підвісу вантажу – 13 м. Незважаючи на наявність гнучкого підвісу вантажу, зміна швидкості пересування крана при розгоні і гальмуванні носить лінійний характер у часі. Це пояснюється плавністю рухання крана з місця й сталістю прискорення і гальмування, з яким рухається кран. Все-таки коливання вантажу мають місце, але вони не достатні для того, щоб помітно вплинути на лінійний характер зміни швидкості пересування крана. Вплив гнучкого підвісу вантажу позначається на зміні тиску у напірній магістралі. Так, при зрушенні з місця тиск підвищується до 12,5 МПа, а потім падає майже до «0» (вантаж відхилився убік пересування крана). У кінцевій фазі розгону тиск знову підвищується (вантаж відхилився убік, протилежний руху крана).

Крутні моменти у трансмісійних валах змінюються у повній відповідності (за фазою) зі зміною тиску у напірних трубопроводах.

У відповідності зі швидкістю пересування крана і тиском у трубопроводах змінюється споживана і рекуперована потужність. Споживана потужність досягає максимуму при досягненні максимальної швидкості. Рекуперована потужність досягає максимуму на початку гальмування, що узгоджується з даними стендових досліджень і теоретичними викладками.

Зміну потужності, споживаної одним з гідроприводів  $N_1$  добре можна простежити і по зміні параметра  $n_{\text{ел.дв}}$  – швидкості обертання електродвигуна.

Виміри, виконані за допомогою імпульсних датчиків числа обертів гідромотора показали, що глибина регулювання швидкості мостового крана з вантажем  $Q = 30$  т на гаку. Довжина підвісу вантажу – 13 м. Час розгону  $t_{\text{розг}} = 6$  с, час гальмування  $t_{\text{гальм}} = 4,5$  с. Візок, як і в трьох раніше описаних осцилограмах, перебуває посередині прольоту крана.

Зміна всіх параметрів у часі приблизно така сама, як і при інтенсивному розгоні крана без вантажу – осцилограма на рис. 2.104. У зв'язку зі збільшенням зовнішніх навантажень маємо більш розтягнутий у часі перехідний процес пуску і гальмування. Як і в осцилограмі на рис. 2.104, перехідні процеси супроводжуються травленням запобіжних клапанів.

При розгоні і гальмуванні, що протікають із такою інтенсивністю, маємо явно виражений вплив гнучкого підвісу вантажу на характер зміни швидкості ( $n_{\text{гм1}}$ ,  $n_{\text{гм2}}$ ) при розгоні і гальмуванні. Крива швидкості не має лінійної зміни у часі, як це було нами відзначено у попередніх осцилограмах. Падіння прискорення пов'язано з відхиленням вантажу у бік, протилежний напрямку пересування; збільшення прискорення пов'язано із співпадінням напрямку відхилення вантажу з напрямком руху. Аналогічно протікає процес гальмування крана. Однак, як стане ясно із зіставлення з осцилограмами пуско-гальмівних режимів електромеханічного привода, вплив гнучкого підвісу вантажу на відхилення від прямої зміни швидкості пересування крана при розгоні і гальмуванні гідростатичного привода набагато менше, ніж у електромеханічному приводі.



Рис. 2.104. Осцилограмма інтенсивного розгону і гальмування крана з гідростатичним приводом:  $Q = 30$  т;  $t_{\text{розг}} = 6$  с;  $t_{\text{гальм}} = 4,5$  с

Дослідження показали досить високу якість електронної системи керування. Завдяки цьому крутні моменти були приблизно однакові в обох трансмісійних валах, незалежно від положення візка й вантажем уздовж прогону мосту. Так, наприклад, у процесі розгону крана з нормальною інтенсивністю ( $t_{\text{уст}} = 12,5$  с) і при вантажі у 30 т крутні моменти у лівому  $M_1$  і правому  $M_2$  приводах були: при візку, розташованому посередині  $M_1 = 540$  Н·м,  $M_2 = 437$  Н·м; при візку, розташованому біля правої кінцевої балки  $M_1 = 545$  Н·м,  $M_2 = 437$  Н·м; при візку, розташованому біля лівої кінцевої балки  $M_1 = 645$  Н·м,  $M_2 = 525$  Н·м. Аналогічний розподіл моментів спостерігався і при розгоні і гальмуванні з максимально можливою інтенсивністю. У процесі випробувань гідростатичного привода максимальні крутні моменти у трансмісійних валах досягали значення 775 Н·м – при інтенсивному розгоні і 860 Н·м – при інтенсивному гальмуванні.

Випробування показали працездатність привода і системи керування при експлуатації на усіх режимах.

### 2.8.3. Дослідження пуско-гальмівних режимів роботи електромеханічного привода

Для можливості порівняння результатів досліджень електромеханічного і гідростатичного приводів час розгону механізму пересування з електромеханічним приводом витримувався за секундоміром, в основному, рівним приблизно 12 с.

На рис. 2.105 наведена осцилограма пуско-гальмівного режиму роботи електромеханічного привода механізму пересування мостового крана без вантажу ( $Q = 0$  т).

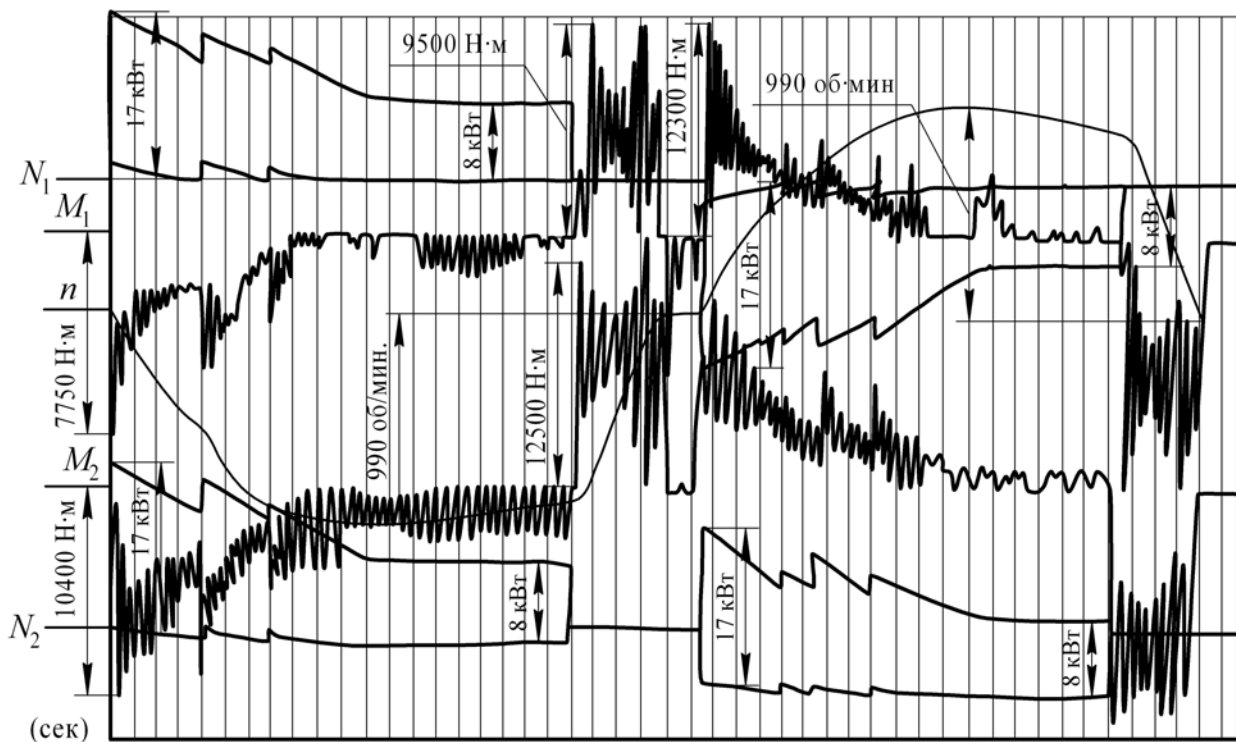


Рис. 2.105. Осцилограма розгону і гальмування крана з електромеханічним приводом:  
 $Q = 0$  т;  $t_{\text{розг}} = 11$  с;  $t_{\text{гальм}} = 3,5$  с

Час розгону крана  $t_{\text{розг}} = 11$  с; час гальмування  $t_{\text{гальм}} = 3,5$  с. Незважаючи на відсутність вантажу на гаку, зміна швидкості пересування крана  $n$  у часі не має лінійного вигляду, як у гідростатичному приводі. У проміжку часу між включенням першого й другого рівня регулювальних опорів (0–4 с) зміна швидкості  $\omega$  і прискорення  $\varepsilon$  описуються за допомогою формул, запропонованих А.Г. Меклером [40]:

$$\omega = \omega_0 \left( 1 - e^{-\frac{t}{T}} \right); \varepsilon = \omega_0 \cdot \frac{1}{T} \cdot e^{-\frac{t}{T}},$$

де  $\omega_0$  – кутова усталена швидкість, відповідна до статичного моменту  $M_{\text{ст}}$  опору;  $T = I \frac{\omega_0}{M_{\text{max}}}$  – механічна постійна часу системи;  $t$  – поточний час.

Наведена формула  $\omega$  добре узгоджується із графіком  $n = f(t)$ , наведеним на осцилограмі (рис. 2.105) в інтервалі часу 0–4 с. У точці, що відповідає  $t = 4$  с зроблене вимикання другого рівня опорів. На осцилограмі цьому моменту часу відповідає різкий стрибок прискорення і стрибок  $M$  крутного у трансмісійних валах. І т.д. аж до виходу електродвигуна на природню характеристику.

На відміну від характеру зміни швидкості під час розгону крана, зміна швидкості у процесі гальмування має лінійний вигляд.

Зміна споживаної потужності у часі характеризується східчастою формою. Кожній «сходинці» відповідає введення сходинки регулювальних опорів.

На відміну від гідростатичного привода, у електромеханічному приводі найбільша потужність споживається на початку розгону крана (на одній сходинці опорів) і найменша – наприкінці розгону. Ця обставина визначає напружений тепловий режим електродвигуна з фазним ротором. Найбільшої абсолютної величини крутні моменти досягають при пуску і гальмуванні привода. Величини крутних моментів у трансмісійних валах електромеханічного привода (рис. 2.105–2.108) завжди більші, ніж при використанні гідростатичного привода (рис. 2.101–2.104) при однаковому часі розгону і гальмування і однакових величинах зазорів у редукторі і трансмісійному валі. Електромеханічний привод характеризується незмінною величиною гальмівного моменту  $M_r$  і швидкодією наростання цього моменту до номінального значення.

Унаслідок цього виникають великі динамічні навантаження від удару. Крім того, величина жорсткості системи через застосування зубчастих муфт більша, ніж гідростатичного привода, де використані гумово-втулочні муфти, що також сприяє появі великих динамічних навантажень. Як видно з осцилограми (рис. 2.105–2.108), в процесі уповільнення гальмівний момент не залишається постійним, а має пікоподібний характер. З цієї причини, як і у період розгону крана, середнє діюче значення гальмівного моменту набагато менше, ніж його максимальне значення. Тому, не дивлячись на значну різницю у гальмівних моментах електромеханічного (30 Н·м) і гідростатичного (максимум – 15,8 Н·м на валу гідромотора) приводів час гальмування у них практично однаковий.

Величина гальмівного моменту  $M_r$  у гідростатичному приводі може регулюватися у широких межах від 0 до 15,8 кг·м на валу гідромотора. Величина  $M_r$  (що дорівнює 30 кг·м для нашого випадку) для механізму пересування з електромеханічним приводом обирається в залежності від параметрів крана і рекомендованої величини уповільнення  $j$ , м/с<sup>2</sup>. Для нашого випадку рекомендована величина  $j = 0,75$  м/с<sup>2</sup>. Величина  $j$  обирається з умови недопущення буксування ходових колес.

Але чи виправдана така величина уповільнення? Зауважимо, що рекомендована величина прискорення для мостових кранів  $a = 0,25$  м/с<sup>2</sup>. З точки зору величини зусиль, які виникають при гальмуванні, таке значення уповільнення абсолютно невиправдане, що було зазначено в роботі Ф.К. Іванченко. Але з іншого боку, машиніст повинен мати у своєму розпорядженні доволі потужний момент гальмування для можливості швидкого гальмування при виникненні аварійної ситуації або відключення електроенергії. При нормальній експлуатації машиніст вимушений застосовувати гальмування з номінальним значенням  $M_r$  в залежності від величини транспортованого вантажу і особливостей технологічного процесу, в якому бере участь кран. У той же час, у випадку необхідності, машиніст може інтенсивно загальмувати кран, адже максимальна величина  $M_r = 15,8$  кг·м (у нашому випадку) достатня для інтенсивного гальмування, як показано на осцилограмі (рис. 2.104).

У результаті різкого гальмування в електромеханічному приводі маємо втрату зчеплення ходових коліс з рельсами, що можна визначити по характеру

зміни крутного моменту (падіння  $M_{кр}$  до 0, а потім знову різкий сплеск). Аналізуючи осцилограми пускогальмівних режимів механізму пересування з гідроприводом, зазначимо, що ні в одній з них не відмічені втрати зчеплення ходових коліс з рельсом, навіть у режимі екстреного гальмування.

У сучасному кранобудуванні проблема гальм дуже актуальна, адже колодкові гальма, які випускаються промисловістю, характеризуються непростійністю гальмівного моменту  $M_T$ , ударним його прикладенням, неможливістю регулювання величини  $M_T$  під час виконання транспортних операцій.

У ручці швидкості системи керування гідростатичним приводом вдало сполучаються функції керування двигуновим і гальмівним режимом. Керуючи швидкістю обертання ручки можна отримувати бажаний гальмівний момент на валу гідромотора. Регулювання гальмівного моменту безпосередньо у процесі гальмування дуже ефективно може запобігати небажане розкачування вантажу, що неприпустимо, наприклад, при транспортуванні розплавлених металів.

На рис. 2.106 наведена осцилограма інтенсивного пуско-гальмівного режиму роботи електромеханічного привода механізму пересування мостового крана. Розгін і гальмування здійснюються без вантажу. Час розгону крана – 3,5 с. Час гальмування – 3,3 с. Візок розташований посередині прольоту крана.

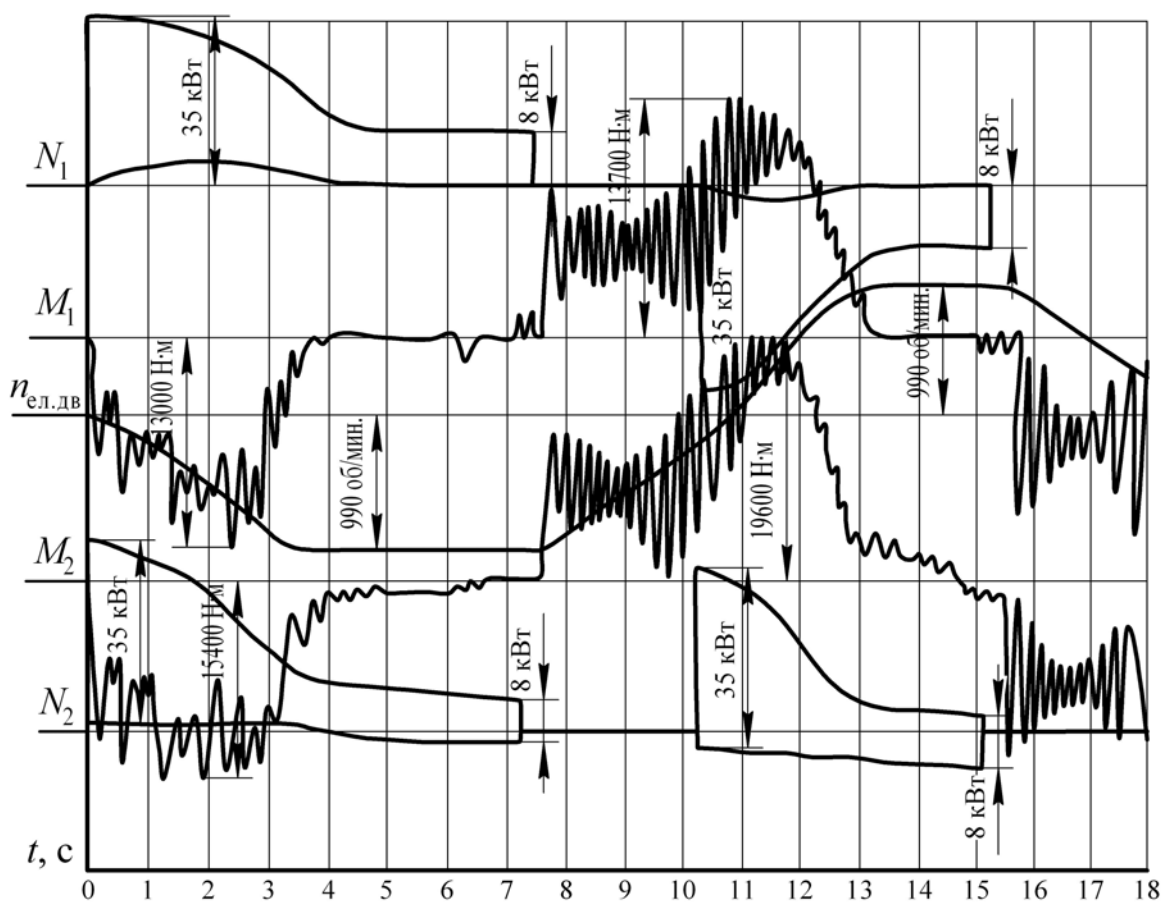


Рис. 2.106. Осцилограма інтенсивного розгону і гальмування крана з електромеханічним приводом:  $Q = 0$  т;  $t_{розг} = 3,5$  с;  $t_{гальм} = 3,3$  с

У кінцевій фазі зниження швидкості застосовано гальмування проти-  
вмиканням.

Великі значення крутних моментів при розгоні пояснюються наявністю  
зазорів у трансмісії, ударним прикладенням моменту і проходженням електро-  
двигуна через значення перекидаючого моменту ( $M_{\text{перевид}} = 32 \text{ Н} \cdot \text{м}$  у електро-  
двигуна МТВ 311-6). Електродвигун з фазним ротором проходить через точку  
перекидання при швидкому виведенні усіх східців роторних опорів.

При поступовому виведенні східців роторних опорів електродвигун  
виходить на природну характеристику, оминаючи точку перекидання.

Значна величина моменту при гальмуванні пояснюється застосуванням  
противмикання. При цьому, внаслідок ударного впливу з боку електродвигуна  
виникають більші крутні моменти у трансмісійних валах.

На рис. 2.107 наведена осцилограма пуску і гальмування електромеханіч-  
ного привода механізму пересування крана з вантажем  $Q = 30 \text{ т}$ . Візок  
розташований посередині прольоту крана. Довжина підвісу вантажу – 13 м. Час  
розгону крана – 13 с, час гальмування – 7 с. Експериментально заміряна глиби-  
на регулювання швидкості при цьому складає 1:1,3. Характер зміни швидкості  
у процесі розгону і гальмування привода має вигляд, що відрізняється від  
лінійного, що зумовлено гнучким підвісом вантажу. Не дивлячись на незначну  
величину відхилення вантажу від вертикального положення, його вплив  
настільки великий, що місцями викликає повну втрату прискорення крана.

Характер зміни споживаної потужності і крутних моментів у трансмісій-  
них валах приблизно такий самий, як і при розгоні і гальмуванні крана без  
вантажу, проведеного з нормальною інтенсивністю.

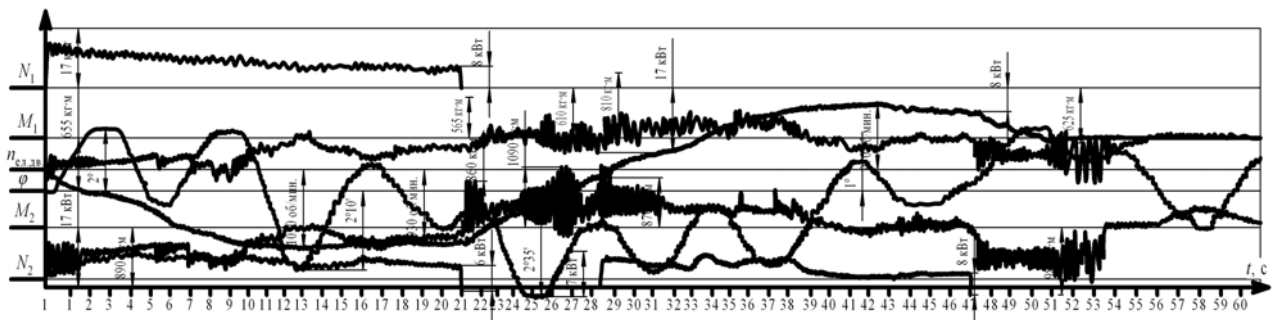


Рис. 2.107. Осцилограма розгону і гальмування крана з електромеханічним приводом.

$$Q = 30 \text{ т}, t_{\text{розг}} = 13 \text{ с}, t_{\text{гальм}} = 7 \text{ с}$$

Деяка відмінність спостерігається в інтервалі  $t = 11\text{--}15 \text{ с}$  і  $40\text{--}43 \text{ с}$ . У ці  
періоди часу вантаж відхиляється у напрямку пересування крана, що викликає  
появу гальмівного моменту у трансмісійних валах і явище часткової  
рекуперації споживаної енергії, що визначається по характеру зміни параметрів  
 $M_1, M_2, N_1, N_2$ .

На рис. 2.108 наведена осцилограма інтенсивного розгону і гальмування  
крана з вантажем  $Q = 30 \text{ т}$ . Довжина підвісу вантажу 13 м. Розташування візка  
– середнє. Час розгону – 7 с, час гальмування – 6,5 с.

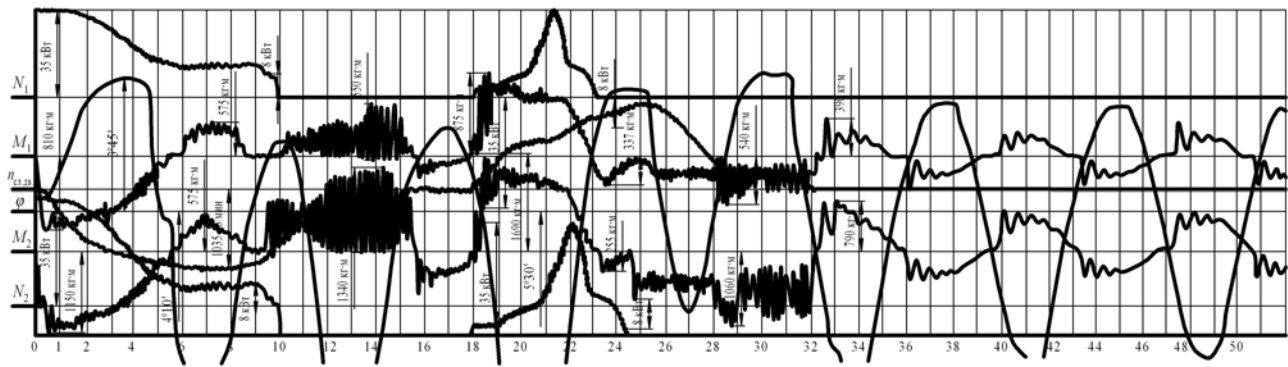


Рис. 2.108. Осцилограма інтенсивного розгону і гальмування крана з електромеханічним приводом:  $Q = 30$  т,  $t_{\text{розг}} = 7$  с,  $t_{\text{гальм}} = 6,5$  с

При інтенсивному розгоні крана гнучкий підвіс вантажу чинить більший вплив на зміну швидкості пересування, як при розгоні, так і при гальмуванні. В інтервалі часу 6–9 с спостерігається режим генераторного гальмування, викликаний відхиленням вантажу від вертикалі, що визначається по зміні знаку  $M_1, M_2, N_1, N_2$ .

Швидкість електродвигуна при цьому лише незначно підвищилася порівняно з синхронною швидкістю електродвигуна.

Цікаві явища протікають у системі, якщо при сильному відхиленні вантажу у бік пересування крана вимкнути електродвигун і накласти механічні гальма. У цей період (24–26 с) за рахунок горизонтальної складової сили ваги вантажу, що утворюється при відхиленні вантажу до  $3^\circ 30'$ , кран, навіть стримуваний гальмами, зуміє розігнати електродвигун до швидкості, яка на 10 % перевищує синхронну, тобто до 1100 об/хв.

Процеси гальмування крана з вантажем супроводжуються втратою зчеплення колеса з рельсом, що визначається по характеру зміни параметрів  $M_1, M_2$ .

Опис експериментальних досліджень гідростатичного і електромеханічного приводів наведено нами у роботі [41].

## 2.9. Порівняння експериментальних даних з теоретичними

Проведені експериментальні дослідження дають можливість виконати їх порівняння з даними, отриманими електронним моделюванням і результатами окремих рішень за формулами, наведеними різними дослідниками, і зробити відповідні висновки.

Результати експериментів і їх порівняння з рішеннями на АВМ МН-7 дають підставу стверджувати (рис. 2.109), що отримані моделюванням дані достатньо точно співпадають з експериментальними.

Аналіз осцилограм пуско-гальмівних режимів гідростатичного привода натурального крана переконує в тому, що висновки, отримані у результаті вивчення осцилограм моделювання, правильні й у застосуванні до натурального крана з гідроприводом.



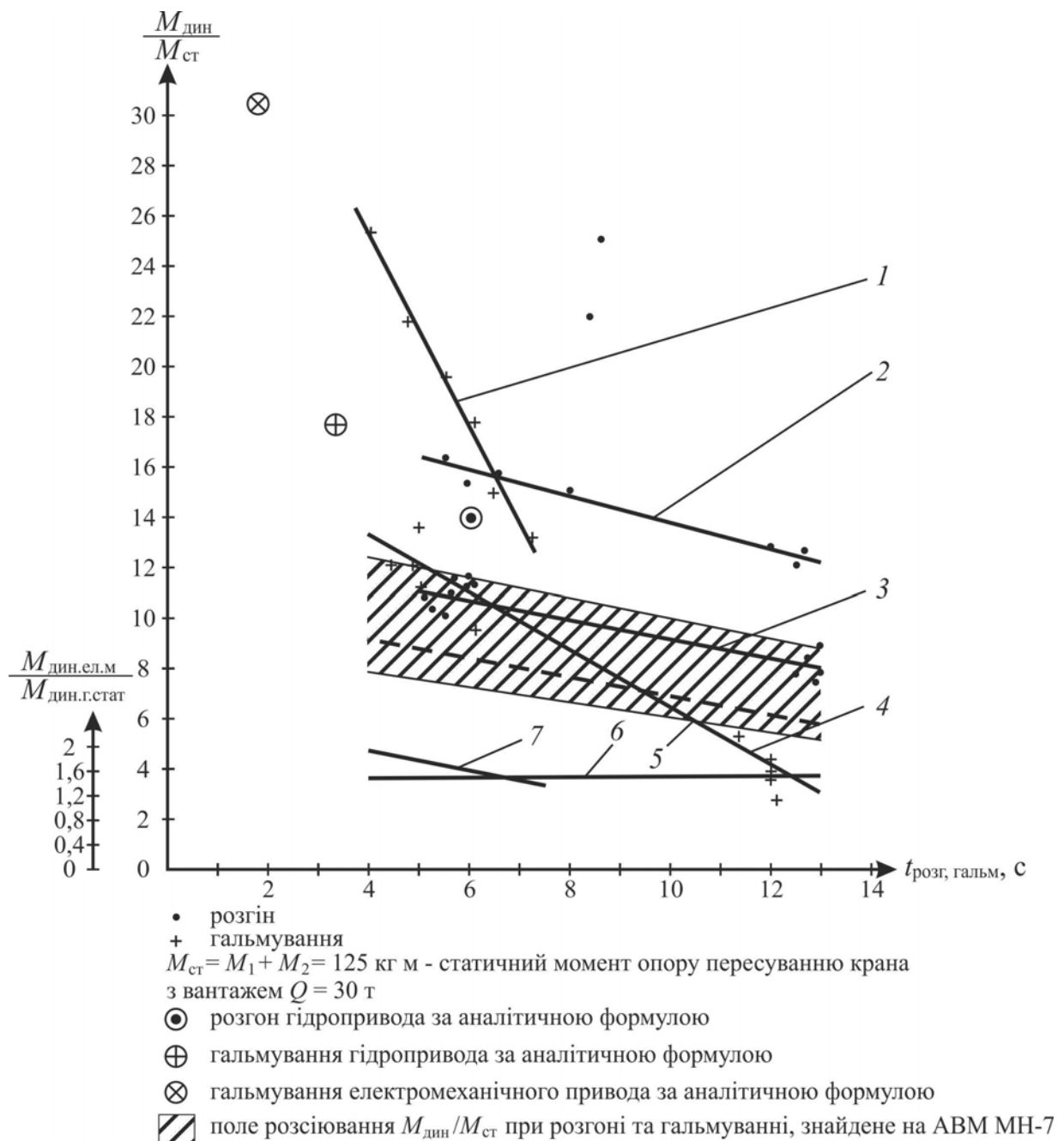


Рис. 2.109. Порівняння динамічних зусиль, знайдених експериментально, з теоретичними:

- 1 – гальмування електромеханічного привода; 2 – розгін електромеханічного привода;  
 3 – розгін гідростатичного привода; 4 – гальмування гідростатичного привода;  
 5 – розгін (початковий) гідропривода, знайдено на АБМ МН-7;  
 6 – графік  $M_{\text{д.ел.мех}}/M_{\text{д.г.ст}} = f(t)$  при розгоні; 7 – графік  $M_{\text{д.ел.мех}}/M_{\text{д.г.ст}} = f(t)$  при гальмуванні

Експериментальними дослідженнями підтверджені теоретичні припущення: зміна висоти підвісу вантажу не відбивається на величині максимальних динамічних навантажень; наявність зазору у редукторі і зубчастих муфтах незначним чином відбивається на величині динамічних навантажень у гідростатичному приводі; положення вантажу відносно крана на початку гальмування і повторного розгону чинить значний вплив на величину

динамічних навантажень; величина динамічних навантажень у гідростатичному приводі набагато менша, ніж у електромеханічному приводі. Як показали досліди на натурному крані, відношення динамічних навантажень у електромеханічному приводі до динамічних навантажень у гідростатичному приводі при розгоні (пряма 6 на рис. 2.113) лежить у межах 1,4–1,5, при гальмуванні – 1,4–1,9.

Як видно з рис. 2.113, верхня межа поля розсіювання  $M_{\text{дин}}/M_{\text{ст}}$  при розгоні і гальмуванні лише на 11 % менше, ніж дані, отримані експериментальним шляхом.

Поле розсіювання  $M_{\text{дин}}/M_{\text{ст}}$ , в основному, перекриває прямі 3 і 4, отримані у результаті обробки осцилограм натурного крана.

Порівняння рішень, знайдених за формулами (3.34), (3.35) з експериментальними даними показує, що вони дають завищені на 20–25 % результати, ніж існуючі насправді. Видається, що в якості першого наближення формули (3.34), (3.35) можуть бути використані у випадку інтенсивного розгону і гальмування зі спрацюванням запобіжних клапанів. Зауважимо, що такий режим роботи крана повинен заборонятися або виключатися можливість його появи засобами автоматики системи керування. Комплекс технічних показників у гідропривода набагато вищий, ніж у існуючого електромеханічного привода.

*Проведені порівняльні експериментальні дослідження гідростатичного і електромеханічного приводів дають підстави для наступних висновків:*

– Глибина регулювання швидкості пересування крана з гідроприводом при русі з номінальним вантажем у 30 т складає 1:200, що у 150 разів більше, ніж у електромеханічного привода.

– Електронна система керування забезпечує роботу крана на усіх режимах експлуатації. Регулювання системи забезпечує приблизно однакову величину крутних моментів у трансмісійних валах обох приводів, незалежно від положення візка з вантажем у прольоті моста.

– Максимальні динамічні навантаження у трансмісійних валах механізму пересування у випадку використання гідростатичного привода зменшуються у 1,4–1,5 рази при розгоні і у 1,4–1,9 рази при гальмуванні.

– Гідростатичний привод здійснює регульоване гальмування з бажаною інтенсивністю без втрати зчеплення ходових коліс з рейкою. Гальмування гідропривода крана здійснюється з частковою рекуперацією енергії у мережу; за рахунок цього відпадає необхідність у застосуванні механічних гальм.

– Порівняння з експериментальними даними показує, що рішення, отримані моделюванням на АВМ МН-7, близькі до реальних і можуть бути використані з практичною метою розрахунку на міцність.

– Порівняльні випробування показали, що гідростатичному приводу варто надати перевагу у використанні на монтажних, ливарних і інших типів кранів, де потрібна висока плавність роботи і велика глибина регулювання швидкості.

## **2.10. Стенд для випробування приводу з високомоментними гідродвигунами і автоматичним керуванням**

НТУ «ХП» розроблена нова конструкція стенду для дослідження роботи роздільного гідростатичного приводу механізму пересування мостового крана з високомоментним гідродвигуном. Стенд дозволяє вивчити роботу привода при пускогальмівному і сталому режимах роботи.

Основними елементами стенду є: приводний електродвигун А071-6, аксіально-поршневий регульований насос ПД № 10, високомоментного гідродвигун ДП-505, редуктор РМ-650, навантажувач, махові маси [42].

Насос і гідромотор з'єднані маслопроводами, на яких розміщені запобіжні та зворотні клапани. Гідродвигун поміщений у литий корпус.

Обертові махові маси встановлені на швидкохідному валу і являють собою набір дисків різної товщини. Конструкція махових мас дає можливість імітувати і підбирати будь-яку приведену до валу гідромотора кранову масу. Варіюючи числом і товщиною дисків, можна навантажувати гідродвигун маховим моментом в діапазоні: кран без вантажу, візок на стороні, протилежній досліджуваній, кран з вантажем, візок на досліджуваній стороні.

Для запобігання небажаного биття махові маси статично та динамічно збалансовані.

Навантажувач виконаний у вигляді двоколодкового гальма і призначений для поглинання потужності, що розвивається гідродвигуном. Зусилля натискання колодок залежить від підвішеного вантажу, величина якого розраховується залежно від опору пересуванню крана. Через те, що навантажувач встановлений на швидкохідному валу редуктора, то момент на валу гідромотора буде більшим на величину передавального відношення редуктора з урахуванням його ККД.

Одночасно проводиться вимірювання крутного моменту і швидкості обертання валів електро- і гідродвигунів, тиску в маслопроводах, температури масла в насосі. Всі ці параметри фіксуються в часі.

Крутний момент від приводного електродвигуна на ваговий пристрій передається балансирними підвісом і через систему важеля – на балку з тензодатчиками.

Ваговий пристрій слугує для тарірування тензодатчиків, призначених для запису крутного моменту, а також для візуального виміру крутного моменту (в усталеному режимі).

Відмінністю вагового пристрою типу ВКМ є висока точність заміру зусиль (до 50 г) і малий розмір площі, займаної ним у плані.

На рис. 2.110 наведена електрична схема стендових експериментальних досліджень гідростатичного приводу.

Швидкість обертання приводного валу електродвигуна фіксується на осцилографі за допомогою тахогенератора постійного струму з самозбудженням ТМГ-30П 1, встановленого біля електродвигуна. Висока напруга гаситься додатковим опором 13. Тарують тахогенератор за допомогою високоточного

тахометра годинникового типу. Швидкість обертання валу електродвигуна може також визначатися візуально за показання вольтметра постійного струму М-359.

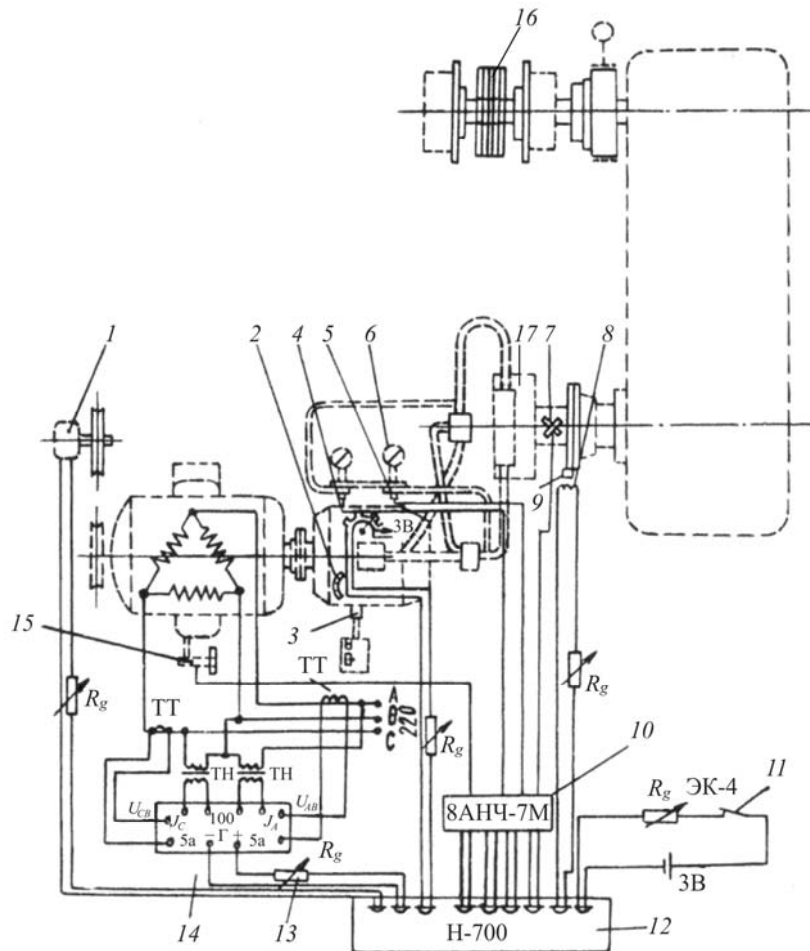


Рис. 2.110. Електрична схема стендових експериментальних досліджень гідростатичного приводу (конструкція стенду з високомоментним гідромотором):

- 1 – тахогенератор постійного струму з самозбудженням; 2 – лімб; 3 – термопара хромель-капель; 4 – датчик кутів повороту; 5 – датчики тиску; 6 – манометри;  
7, 15 – тензодатчики; 8 – індуктивна котушка; 9 – постійний електромагніт;  
10 – підсилювач; 11 – контактний годинник; 12 – осцилограф; 13 – додатковий опір;  
14 – електричні ланцюги; 16 – махові маси; 17 – високомоментний гідромотор

Оберти валу гідродвигуна реєструються на папір осцилографа Н-700 12 за допомогою імпульсного (один імпульс за один оберт) індуктивного датчика і відмітчика часу. Постійний магніт 9 закріплений на диску муфти, а індуктивна котушка 8 – нерухомо на кронштейні.

Крутні моменти, що розвиваються електродвигуном і гідромотором, записуються за допомогою тензодатчиків 15, 7, наклеєних на пластинці (від електродвигуна) і на валу гідродвигуна. Сигнали від датчиків на осцилограф передаються через підсилювач 8АНЧ-7М 10.

У сталому режимі крутні моменти визначаються за показами вагового пристрою і вазі вантажу на гальмі.

Загальний ККД електрогідравлічного приводу визначається для різних навантажень за величинами моментів і оборотів.

Тиск в магістральних маслопроводах реєструється датчиками тиску 5. Сигнал від датчиків через підсилювач передається на осцилограф. Для візуального спостереження зміни тиску встановлені манометри 6.

Температура масла в насосі визначається за показаннями електронного автоматичного безреохордного мініатюрного самописного потенціометра ЕПСМ4. В якості датчика температури використовується термопара хромель-капель 3.

Датчики тиску, температури та манометри розташовані на колонці контрольно-вимірювальних приладів. У необхідних випадках разові записи температури можуть бути зроблені і на осцилографі.

Продуктивність насоса (кут повороту валу силового керування) записується за допомогою реохордного датчика кутів повороту ДУП-1 4. Візуально продуктивність визначається за лімбом 2.

Потужність, споживана приводним електродвигуном, записується на осцилограф за допомогою вимірювального перетворювача потужності трифазних електричних ланцюгів 14 типу П004, робота якого ґрунтується на використанні ефекту Холла. Запис проводиться через трансформатори струму і напруги з використанням додаткового опору 13.

Конструкція стенду передбачає можливість проведення тривалих експериментальних досліджень за заданою програмою (час розгону приводу, час роботи в заданому швидкісному режимі, час гальмування обертання вала гідродвигуна, періодичності включення приводного електродвигуна тощо) без втручання оператора. Для виконання цих операцій привод забезпечений дистанційним керуючим пристроєм, що складається з виконавчої частини, панелі керування і командного електропневматического приладу КЕП-12у (на рисунку не показані).

Відлік часу проводиться за допомогою контактного годинника 11.

Вимірювальні пристрої дають можливість проводити випробування гідростатичного приводу для різних режимів роботи (ПВ 15, 25, 40 %). Конструкція стенду і набір вимірювальної апаратури забезпечують також визначення діапазону регулювання швидкості обертання гідромотора при різному навантаженні, дослідження роботи систем дистанційного керування, жорсткості та інерції гідростатичного приводу, гідроелектричного гальмування.

## **2.11. Об'ємний регульований гідропривод механізмів пересування мостових кранів**

На рис. 2.111 наведена конструкція окремого регульованого об'ємного гідропривода механізму пересування мостового крана в/п 30/5 т виробництва Харківського заводу підйомно-транспортного обладнання. Кожен привод складається з електродвигуна АО-62 -4 потужністю 10 кВт і регульованого насоса ПД № 5. Гідропривід працює за замкнутою схемою з номінальним тиском

10 МПа. Тиск, що розвивається насосом, передається трубопроводами у низькомоментні гідромотори типу ПМ № 5, де енергія тиску перетворюється в обертовий момент, що передається через пружну муфту з гальмівним шківом редуктора РМ-500 і далі через трансмісійний вал приводного ходового колеса діаметром 800 мм. Витоки з гідромотора відводяться по дренажному трубопроводу. Коробка запобіжних клапанів з тиском спрацьовування 16 МПа оберігає механізм пересування від надмірних перевантажень. Бачок служить для заповнення внутрішніх витоків гідросистеми [43, 44].

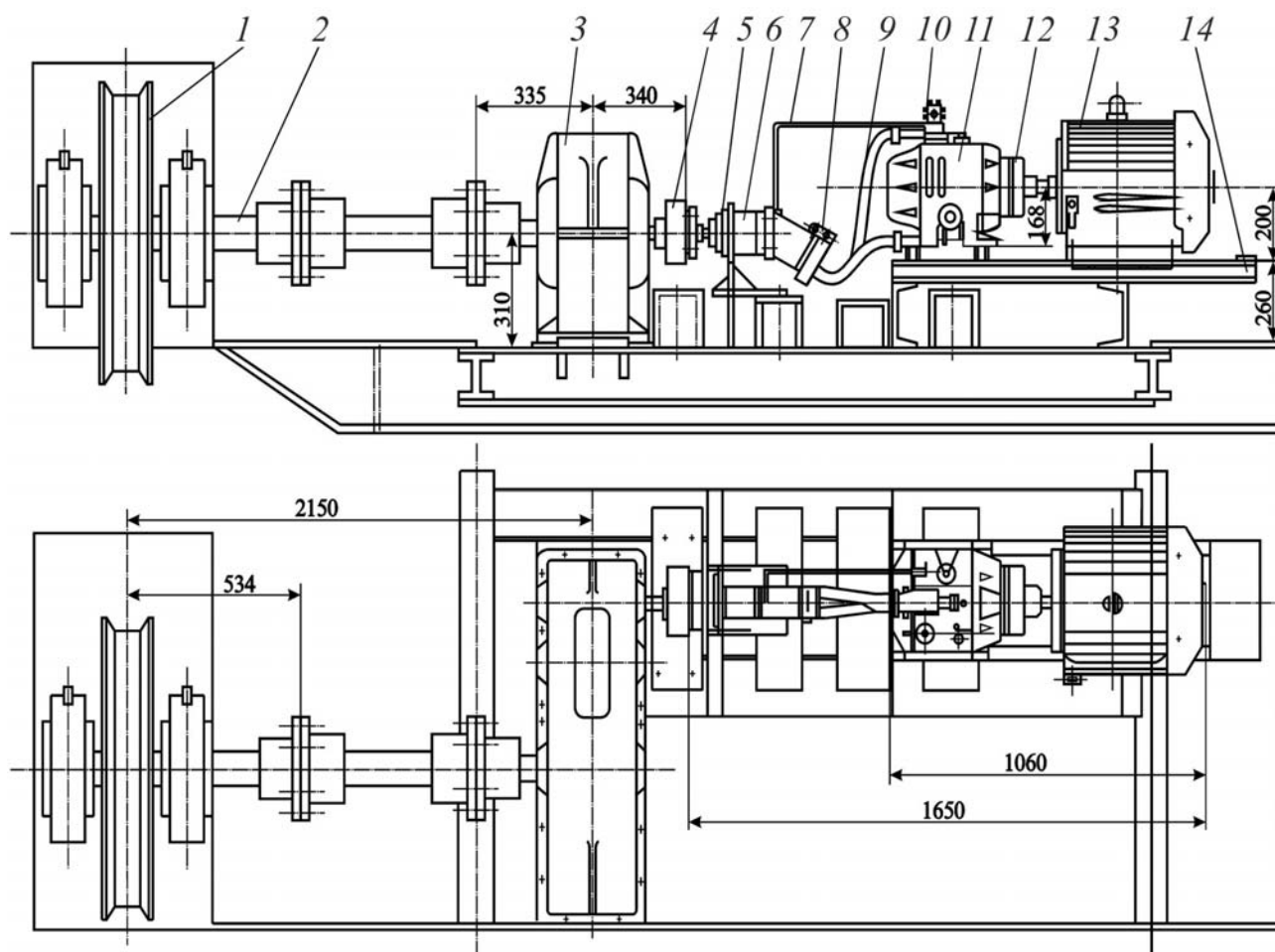


Рис. 2.111. Роздільний регульований об'ємний гідропривід механізму пересування мостового крана вантажопідйомністю 30/5 т. Конструкція механізму:

1 – ходове колесо; 2 – трансмісійний вал, 3 – редуктор, 4 – пружна муфта з гальмівним шківом; 5 – кронштейн кріплення гідромотора; 6 – гідромотор ПМ № 5; 7 – дренажний трубопровід, 8 – коробка запобіжних клапанів; 9 – трубопроводи; 10 – додатковий бачок; 11 – насос ПД № 5; 12 – пружна муфта, 13 – приводний електродвигун АО-62-4; 14 – рама

Система синхронного керування двома приводами на основі сельсин-датчиків, сельсин-приймачів, підсилювачів і виконавчих серводвигунів, що змінюють по заданому закону продуктивність насосів, забезпечує ручний і автоматичний режим роботи, зниження динамічних навантажень при розгоні і гальмуванні в 1,4 і 1,9 разів відповідно у порівнянні з електромеханічним

приводом, глибину регулювання швидкості 1:200. На цьому ж приводі успішно апробовані системи керування бесперекосним рухом моста в плані, забезпечення заданого рівня стабілізації крутних моментів в трансмісії і напруг у метало-конструкції, гасіння коливань вантажу.

У механізмі пересування мостового крана вантажопідйомністю 15/3 т виробництва Узловського машинобудівного заводу ім. І.І. Федунця ПО «Кран» застосований окремий регульований об'ємний гідропривод з низькомоментними гідродвигунами. Синхронізація обертання досягається електронною слідкуючою системою. У приводі застосований електродвигун А02-52-4 потужністю 10 кВт, насос ПД № 5, гідромотор ПМ № 5 і редуктор Р-400. Гальмування здійснюється за рахунок переходу електродвигуна у генераторний режим роботи. Глибина регулювання швидкості 1:200.

На рис. 2.112–2.114 наведений окремий регульований об'ємний гідропривод механізму пересування мостового крана в/п 15/3 т (Узловський машинобудівний завод).

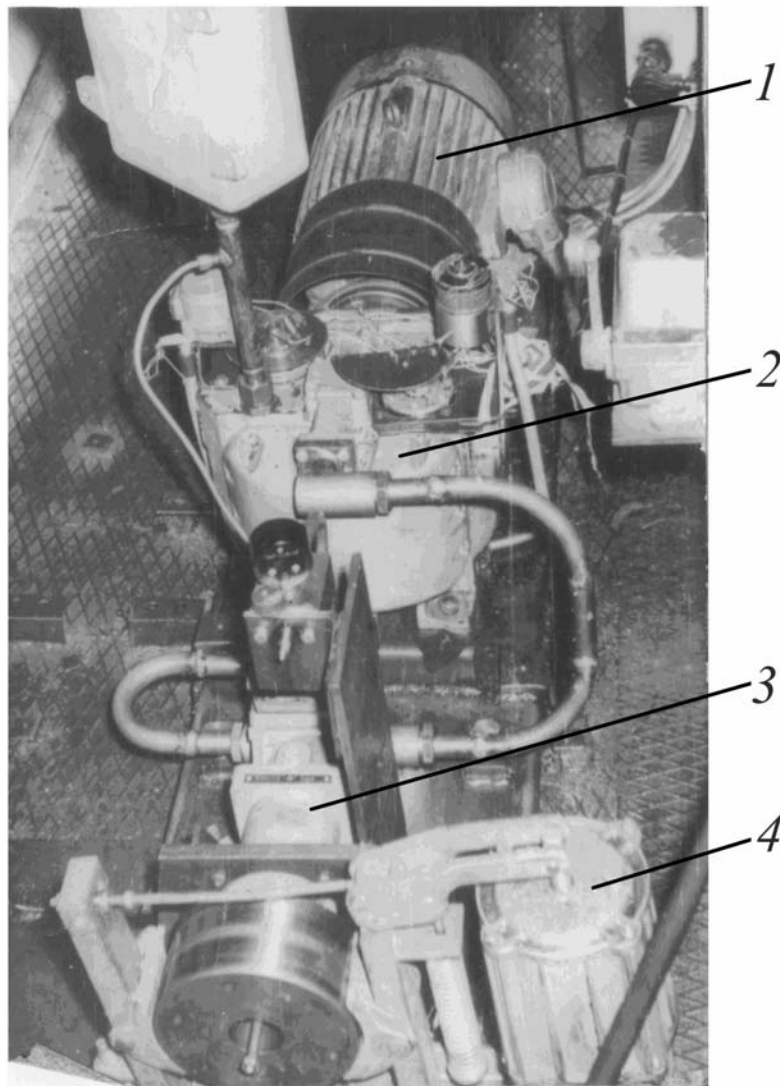


Рис. 2.115. Механізм пересування мостового крана в/п 15/3 т з роздільним об'ємним гідроприводом і з низькомоментними гідромоторами. Узловський кранобудівний завод



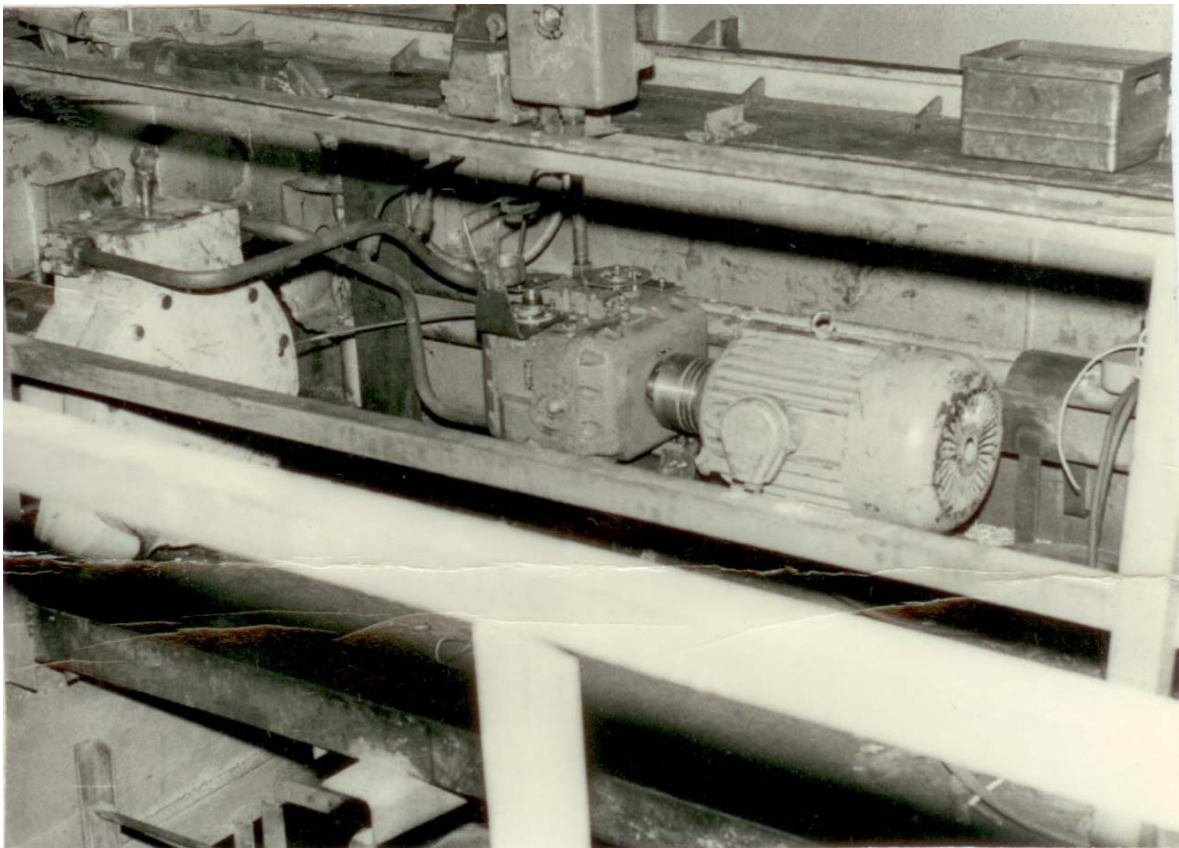


Рис. 2.113. Роздільний регульований об'ємний гідропривод механізму пересування мостового крана в/п 15/3 т. Узловський кранобудівний завод

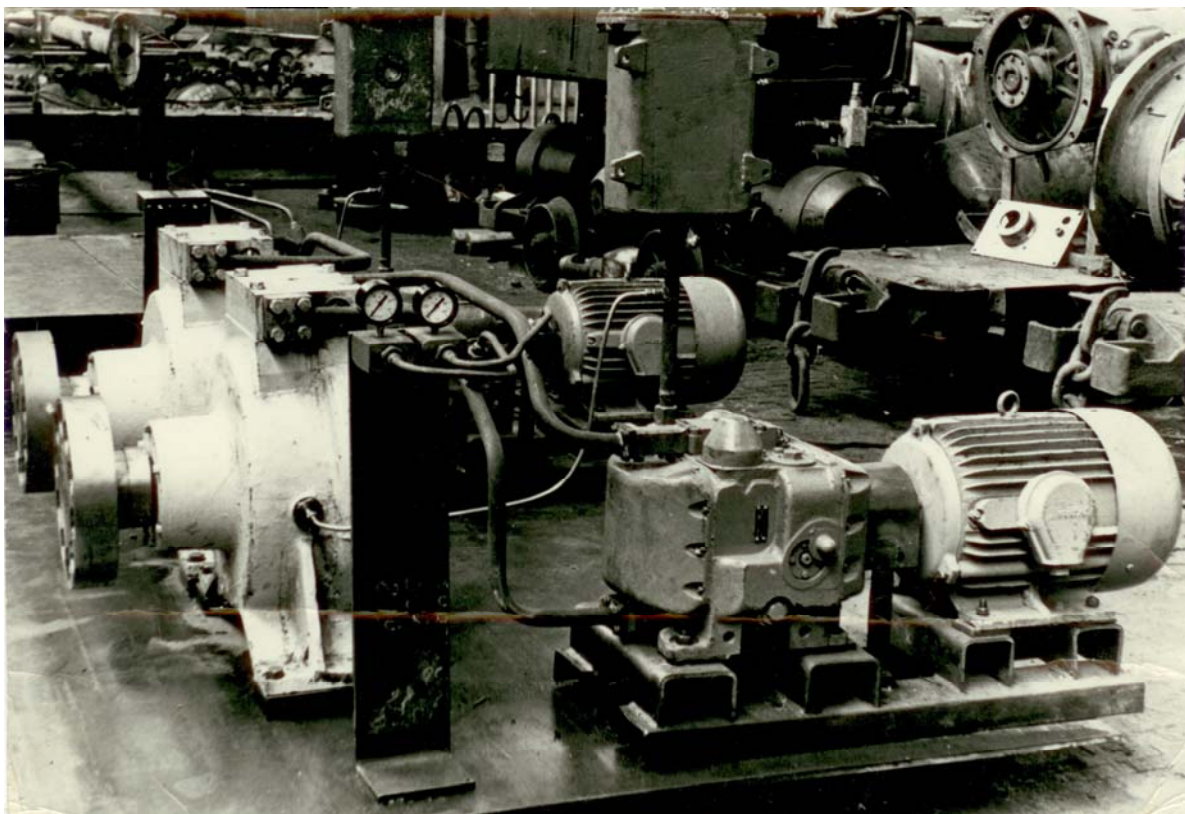
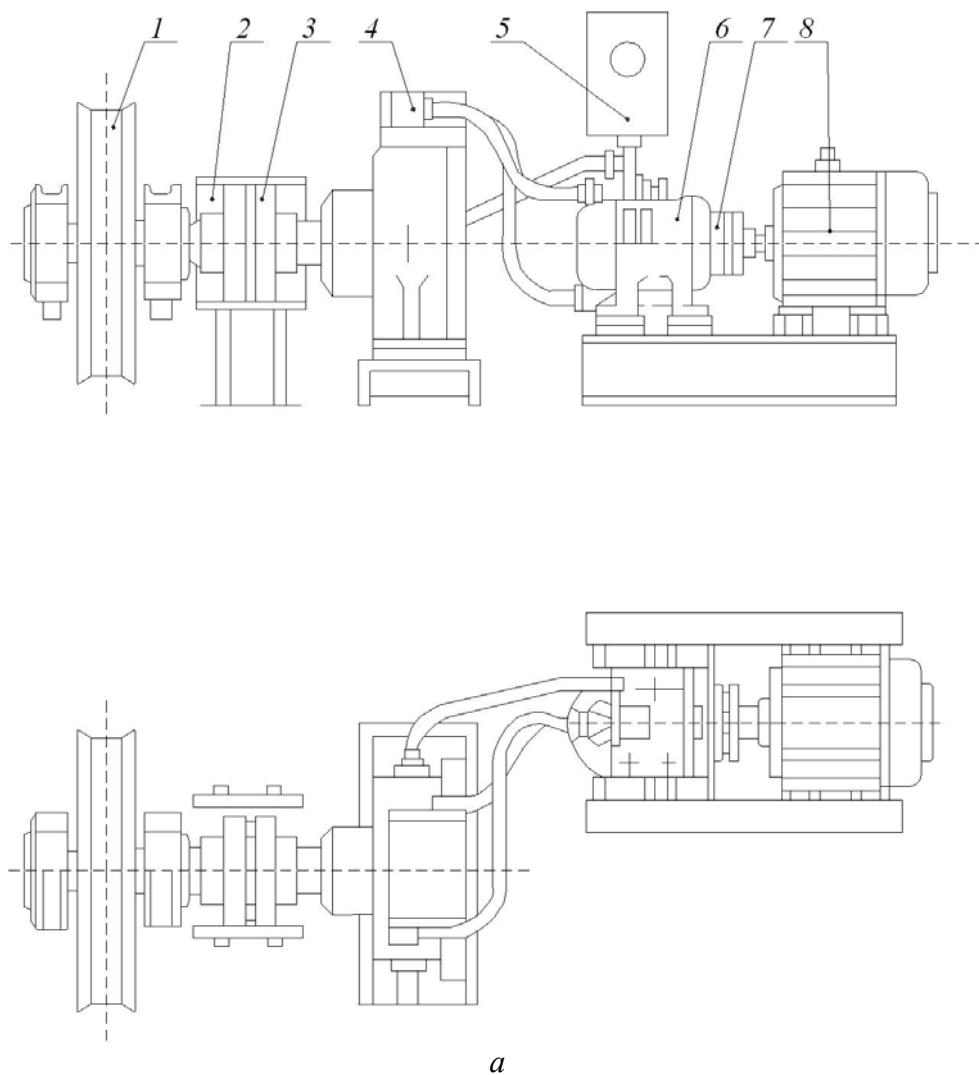


Рис. 2.114. Роздільний регульований об'ємний гідропривод механізму пересування мостового крана в/п 15/3 т. Узловський кранобудівний завод

На рис. 2.115 наведена конструкція роздільного регульованого об'ємного гідроприводу з високомоментними гідродвигунами механізму пересування мостового крана вантажопідйомністю 15/3 т виробництва Узловського машинобудівного заводу ім. І.І. Федунця ПО «Кран». У кожному з роздільних приводів застосований електродвигун типу АОС-52-4, регульований насос ПД № 5 і нерегульований високомоментний гідро-мотор ГКХ, виконаний на базі високомоментних радіально-плунжерних гідромоторів ДП-510 з дворядним розташуванням плунжерів багаторазової дії. Гідромотор ГКХ має робочий об'єм  $2100 \text{ см}^3$ , номінальний тиск 10 МПа, номінальну частоту обертання  $57 \text{ хв}^{-1}$ , номінальний крутний момент 3200 Н·м. Функції редуктора і гальма виконує високомоментний гідромотор. Динамічні навантаження в елементах трансмісії в порівнянні з базовим електромеханічним приводом зменшені в 1,5 рази, глибина регулювання швидкості 1:30.



*a*

Рис. 2.112. Механізм пересування мостового крана вантажопідйомністю 15/3 т з роздільним приводом і високомоментними гідромоторами:

*a* – конструкція: 1 – ходове колесо; 2 – кожух, 3 – муфта, 4 – високомоментний гідромотор ГКХ; 5 – додатковий бачок; 6 – регульований насос ВД № 5; 7 – муфта, 8 – приводний електродвигун;

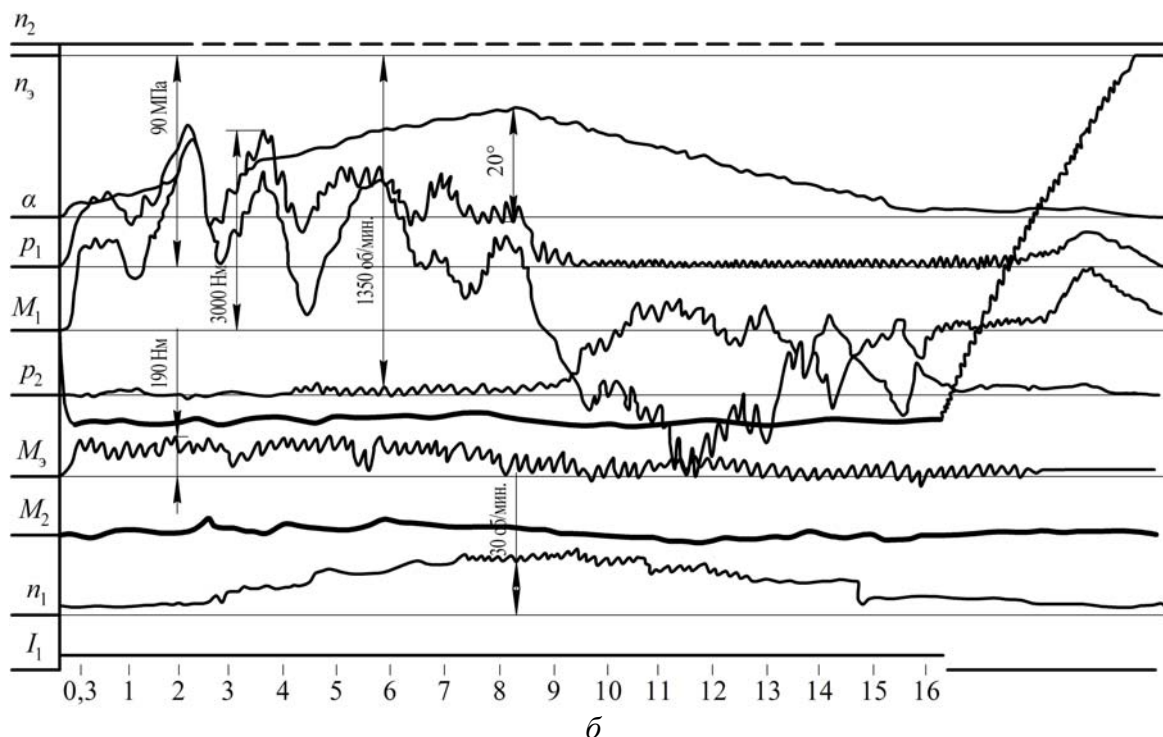


Рис. 2.112. Механізм пересування мостового крана вантажопідйомністю 15/3 т з роздільним приводом і високомоментними гідромоторами:

$\delta$  – осцилограма натурних випробувань;  $n_2$  – імпульсний лічильник обертів гідромотора;  $n_e$  – швидкість обертання приводного електродвигуна;  $\alpha$  – кут повороту люльки насоса;  $P_1$ ,  $P_2$  – тиск у напірної і зливної магістралі;  $M_e$  – крутний момент електродвигуна;  $n_1$  – швидкість обертання гідромотора;  $M_1$ ,  $M_2$  – крутні моменти трансмісійних валів;  $I_1$  – струм ротора електродвигуна

## 2.12. Об'ємний гідропривод механізму повороту порталного крана

Механізм повороту порталних кранів є одним з найбільш відповідальних. Його робота значною мірою позначається на продуктивності крана в цілому. Існуюча конструкція приводу від асинхронного двигуна з фазним ротором не дозволяє значно збільшити швидкість поворотного руху, збільшити продуктивність крана внаслідок значного зростання динамічних навантажень в елементах приводу і металоконструкції при цьому. Існуючі конструкції не мають демпфіруючих пристроїв, необхідних для пом'якшення динамічних навантажень, не дозволяють в широких межах регулювати швидкість. Муфта граничного моменту не забезпечує надійної експлуатації.

З метою усунення зазначених недоліків у деяких випадках доцільно застосування об'ємного гідроприводу.

На рис. 2.116 наведена конструкція об'ємного регульованого гідроприводу механізму повороту порталного крана «Кіровоць» в/п 10 т виробництва заводу ПТО ім. С.М. Кірова. Привод пройшов випробування спочатку на Харківському моторобудівному заводі «Серп і Молот», а потім – у Київському річковому порту [25].

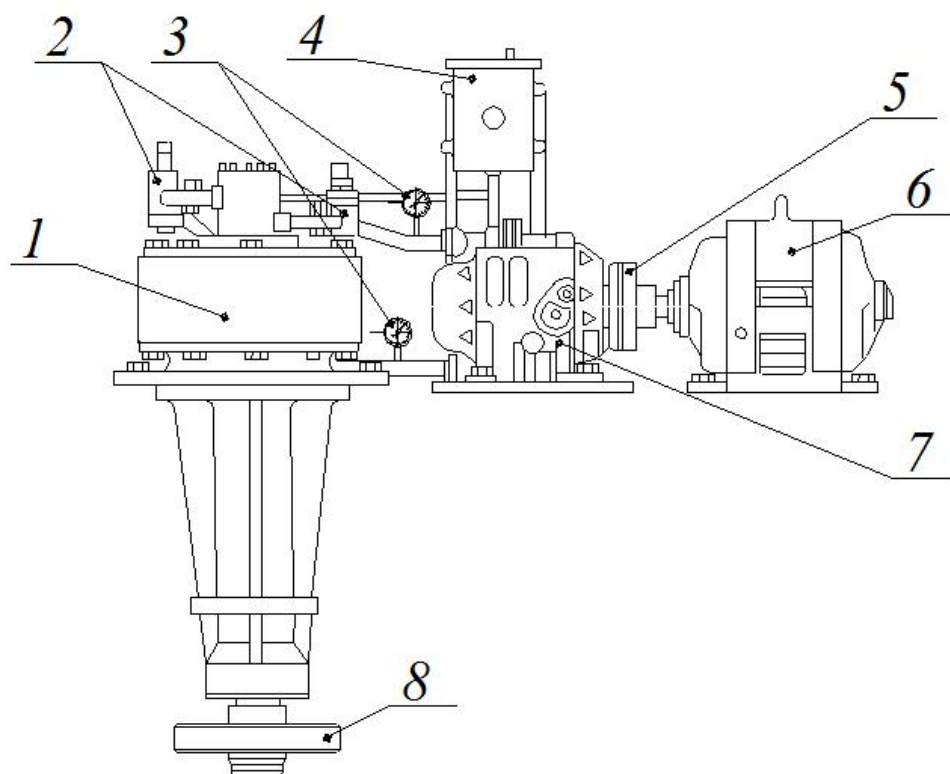


Рис. 2.116. Об'ємний регульований гідропривід механізму повороту порталного крана «Кіровоць» вантажопідйомністю 10 т:

1 – високомоментний гідродвигун; 2 – запобіжні клепани; 3 – манометри; 4 – додатковий бачок; 5 – муфта; 6 – електродвигун; 7 – регульований насос; 8 – зірочка

Він складається з унікального високомоментного гідродвигуна 1 оригінальної конструкції розробки ХПІ, насоса регульованою продуктивності ПД № 20 7, асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором 6, електронної системи дистанційного керування продуктивністю насоса.

Високомоментний гідродвигун радіально-плунжерного типу з дворядним розташуванням плунжерів. Крутний момент при номінальному тиску 10 МПа – 22500 Н·м, максимальне число обертів 20 об/хв, число поршнів – 26. Привод забезпечив глибину регулювання швидкості 1:20–1:30, зниження динамічних навантажень на 30–40 %.

*Регульований об'ємний гідропривід з асинхронним двигуном з короткозамкненим ротором забезпечує обмеження навантажень в елементах вантажопідйомних і дорожніх машин, забезпечує оптимальну швидкість і гасіння коливань вантажу.*

*В подальшому значну роботу треба провести в царині оптимального за різними параметрами керування: за швидкодією, за мінімальним споживанням енергії, за встановленою потужністю двигуна, за динамічним навантаженням.*



## Список літератури до розділу 2

1. Die enkel des archimedes. Eine etwas andere Kulturgeschichte der Rebezeuge / M. Barthel. – Witten, 1995. – 187 s.
2. Verleihung der Ehrendoctorwürde Technische Universität Dresden / R. Kordak, 1997.
3. Объёмный гидропривод и гидропневмоавтоматика / Г.А. Аврунин, И.В. Грицай, И.Г. Кириченко и др. – Х. : ХНАДУ, 2008. – 411 с.
4. Гидравлические следящие приводы / Т.М. Башта. – М.–К. : Оборониздат, 1960. – 282 с.
5. Основы теории и конструирования объемных гидropередач / А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, В.П. Прокофьев, А.П. Кондаков. – М. : Высшая школа, 1968. – 399 с.
6. Основы следящего гидравлического привода / Н.С. Гамынин. – М. : Оборонгиз, 1962. – 289 с.
7. Элементы и приводы силовых следящих систем : сборник статей. Труды института. Вып. 134 / Московский авиационный институт ; ред. С. В. Костин. – М. : Оборонгиз, 1961. – 202 с.
8. Теория автоматического регулирования / М.А. Айзерман. – М., 1966. – 452 с.
9. Гидроприводы гидроавтоматика станков / Е.М. Хаймович. – М.–К. : Машгиз, 1959. – 555 с.
10. Гидравлические и пневматические силовые системы управления / Дж. Блэкборн, Г. Ритхоф, Дж.Л. Перер. – М. : Издательство иностр. литературы, 1962. – 614 с.
11. Исследование и расчет гидравлических систем / М. Гийон. – М. : Машиностроение, 1964. – 388 с.
12. Гидравлические системы управления / Э. Льюис, Х. Стерн. – М. : Мир, 1966. – 408 с.
13. Свойства и энергетические показатели гидравлических приводов с аккумулярованием энергии / Б. П. Васильев // Гидравлические прессы : Некоторые конструкции и расчеты. – М. : Машиностроение, 1966. – С. 190–193.
14. Гидравлические механизмы = Les Mécanismes Hydrauliques / Ж. Фезандье ; пер.: Л.Г. Подвидз, Р.А. Матросова ; ред. С.Н. Рождественский. – М. : Оборонгиз, 1960. – 191 с.
15. Центробежные и объёмные гидropередачи и перспективы их применения в горной промышленности / А.В. Докукин, В.М. Берман, Ю.Ф. Пономаренко, Е.Ф. Кусов, Ю.В. Коваль, А.Н. Каштанов. – М. : Недра, 1964. – 370 с.
16. Гидравлические и пневматические устройства на строительных и дорожных машинах / А.И. Вошинин, И.Ф. Савин. – М. : Машиностр-е, 1965. – 332 с.
17. Гидравлические объёмные передачи / В.П. Гурьев, В.И. Погорелов. – М.–Л. : Машгиз, 1964. – 344 с.

18. Гидропривод тяжелых грузоподъемных машин и самоходных агрегатов / В.И. Мелик-Гайказов, Ю.П. Подгородный, М.Ф. Самусенко, П.П. Фалалеев. – М. : Машиностроение, 1968. – 264 с.
19. Разработка и исследование гидропривода механизмов мостового крана грузоподъемностью 5 т : отчет НИ-2164 / ВНИИПТМАШ, 1966. – 144 с.
20. Исследование гидростатического привода механизма передвижения мостового крана : автореф. дис. ... кан. техн. наук / Е.Ф. Чекулаев. – Х., 1967. – 21 с.
21. Исследование динамики механизма подъема груза с гидравлическим приводом : автореф. дис. ... кан. техн. наук / К.К. Колесник. – Львов, 1968. – 24 с.
22. Физико-механические основы электрического рудничного подъема / Ф.Н. Шклярский. – М. : Углетехиздат, 1956. – 384 с.
23. Общий курс электропривода / М.Г. Чиликин. – М.-Л : ГЭИ, 1960. – 432 с.
24. Гидропривод и его промышленное применение / В. Эрнст. – М. : Машгиз, 1963. – 492 с.
25. Новая конструкция гидростатического привода механизма поворота порталного крана с низкомомментным гидродвигателем / Б.И. Жермунский, В.М. Повзик. – М. : НИИИНФОРМТЯЖМАШ. – 6-67-46. – 1968. – 16 с.
26. Управление гидростатическими приводами механизма передвижения мостового крана с обратной связью / Б.И. Жермунский, О.В. Григоров. – М. : НИИИНФОРМТЯЖМАШ. – 6-68-7. – 1968. – 12 с.
27. Исследование гидравлических приводов на натуральных кранах и на стенде : отчет НИО / Б.И. Жермунский, О.В. Григоров, К.И. Гебгардт, С.А. Пашкина. – Х. : ХПИ им. В.И. Ленина, 1968. – 86 с.
28. Автоматическое управление гидростатическими приводами механизма передвижения мостового крана / Б.И. Жермунский, О.В. Григоров // Механизация и автоматизация производства. – № 2. – 1968. – С. 30–31.
29. Новый гидростатический привод механизма передвижения мостового крана с высокомоментными гидродвигателями / Б.И. Жермунский, В.Ф. Гайдамака, К.И. Гебгарт, О.В. Григоров. – М. : НИИИНФОРМТЯЖМАШ. – 6-69-18. – 1969. – 12 с.
30. Переходные процессы в механизме передвижения мостового крана с гидрообъемным приводом / О.В. Григоров, В.А. Коваленко, П.А. Коваленко // Известия ВУЗов. Машиностроение. – М. – №6. – 1980. – С. 87–90.
31. Fahrwerkmechanismen von Brückenkränen mit hydrostatischem und elektromechanischem / B.I. Shermunski, O.V. Grigorov // Antriebe im nichtstationären Betriebszustand Hebezeuge und Fördermittel. – № 9. – 1975. – S. 270–276.
32. А.с. № 901241 (СССР) Устройство для управления гидроприводами механизмов передвижения крана мостового типа / Григоров О.В., Коваленко В.А., Виктюр Ю.А. и др. – Бюллетень изобретений, 1982, № 4.
33. А.с. № 901245 (СССР) Устройство для управления гидроприводами механизмов передвижения крана мостового типа / Григоров О.В., Коваленко В.А., Виктюр Ю.А. и др. – Бюллетень изобретений, 1982, № 4.

34. Выбор структурной схемы оптимального управления подвижными промышленными объектами с гидроприводом / Ю.А. Виктюров, О.В. Григоров, В.А. Коваленко // Вестник Харьковского политехнического института. № 188. Автоматика и приборостроение. – Вып. 8. – С. 71–74.

35. Особенности работы кранов с отдельным приводом механизма передвижения / В.П. Балашов // Сб. трудов ВЗПИ. – Вып. 53. – 1969. – С. 81–117.

36. Стенд для дослідження регульованого об'ємного привода пересування й повороту / О.В. Григоров, В.В. Стрижак, М.Г. Стрижак, Д.М. Зюбанова // Підйомно-транспортна техніка. – Одеса. – № 31 (39). – 2013. – С. 65–68.

37. Stand of the adjustable hydrostatic drive of the lifting mechanism research / O.V. Grigоров, V.V. Stryzhak, D.M. Ziubanova, M.G. Stryzhak, M.V. Tsebrenko, O.V. Stepochkina // Social entrepreneurschip in the context of the post-crisis period and the implementation of the Europe 2020 strategy (October 30–31 2014, Sibiu, Romania). – Romanian-German University of Sibiu. P. 286–290.

38. Гидравлические объемные трансмиссии / С.Ф. Комисарик, Н.А. Ивановский. – М. : Машгиз, 1963. – 80 с.

39. Генераторный режим работы регулируемого гидростатического привода при автоматизированном управлении / А.Д. Сениченко, О.В. Григоров // Труды Рижского политехнического института. Серия «Методы и средства технической кибернетики». – Рига. – Вып. 5. – 1969.

40. Определение времени разгона крановых механизмов / А.Г. Меклер // Новая подъемно-транспортная техника. ВНИИПТМАШ. – Машгиз, 1947.

41. Сравнительные экспериментальные исследования гидростатического и электромеханического приводов механизма передвижения мостового крана грузоподъемностью 30/15 т / О.В. Григоров // Применение гидравлических приводов и других средств повышения качества и надежности подъемно-транспортных машин. – Харьков, 1969.

42. Стенд для испытания привода с высокомоментными гидродвигателями и автоматическим управлением / Б.И. Жермунский, К.И. Гебгардт, О.В. Григоров // НИИИНФОРМТЯЖМАШ. Подъемно-транспортное оборудование. Краны и грузоподъемные машины. – М. – 6–72–28. – 1972. – С. 30–34.

43. Гидравлический привод подъемно-транспортных машин / О.В. Григоров. – Киев : УМК ВО, 1993. – 174 с.

44. Гидравлические приводы грузоподъемных машин / О.В. Григоров // ЦНИИТЭИТЯЖМАШ. Серия 6. Подъемно-транспортное оборудование. – М. – Вып. 1. – 1990. – 38 с.



### 3. ЕЛЕКТРИЧНИЙ ПРИВОД

У 1824 році Ф. Араго відкрив явище, назване ним «магнетизмом обертання». При обертанні магніту мідний диск, розташований над цим магнітом, починав рухатись.

В подальшому В. Бейлі зробив пристрій, у якому просторове переміщення магнітного поля здійснювалось за рахунок почергового намагнічування чотирьох електромагнітів, розташованих по периферії кола. Намагнічування проводилось імпульсом постійного струму перемикачем, важіль якого приводився в обертання рукою. Однак виникла проблема: усунути обертовий перемикач і одержати ефект магнітного поля за допомогою змінного струму.

Це завдання вдалося вирішити Н. Тесла й Г. Ферарісу лише в 1888 р.

Появу електропривода можна віднести до 1831 року коли М. Фарадей створив перший електродвигун. У цей же час над створенням електродвигунів працював Д. Герц (1832 р.) Вони ділять між собою першість у створенні електродвигунів.

У 1834 р. Б.С. Якобі (Росія) створив перший у світі двигун постійного струму, в якому реалізував принцип безпосереднього обертання рухомої частини двигуна.

У 1854 р. Ч.Г. Пейдж створив власну конструкцію електродвигуна.

Надалі італієць А. Пачинотті (1860 р.) створив електродвигун, у якому якір обертася в магнітному полі електромагнітів.

Барабанний якір, у якому робочим є провідник, був створений у 1872 В. Сіменсом. Тоді ж був усвідомлений і сформульований принцип оборотності електричної машини. Інженери усвідомили, що електродвигун може бути генератором і навпаки. Точно такий же принцип використовується й у гідравліці: насоси можуть працювати як гідромотор і навпаки.

У 1887 році Н. Тесла створив перший електродвигун змінного струму. У 1888 р. Н. Тесла й Г. Фераріс створили двофазні асинхронні двигуни з обертовим магнітним полем. Відома конкуренція Н. Тесли з Т. Едісоном, який пропонував повсюдне використання двигунів постійного струму. У результаті зусиль мільярдера Карнегі перемогла концепція змінного струму.

Прорив в області одержання трифазних систем струмів був зроблений М.О. Доливо-Добровольським на основі досвідів Г. Фераріса. М.О. Доливо-Добровольський створив трифазний асинхронний двигун і однофазний перетворювач.

Із розвитком матеріальної бази електропривода вдосконалювалася і його теорія. Першими теоретичними роботами щодо електропривода в Росії можна вважати статтю Д.А. Лачінова «Електромеханічна робота», опубліковану в журналі «Електрика» в 1880 р.

У 1898 р. було доручено Петербурзькому електротехнічному інституті підготовку інженерів з електротехнічних спеціальностей.

Перші навчальні посібники з курсу «Електрична передача й розподіл електричної енергії» були видані П.Д. Войнаровським (1900 р.) і В.В. Дмитрієвим (1903 р.).

У 1929–1932 рр. створені кафедри електропривода в Ленінградському політехнічному (ЛПІ), Московському енергетичному (МЕІ) і Харківському електротехнічному (ХЕТІ) інститутах.

У 1930 р. у Харкові відбулася перша електротехнічна конференція по електроприводу.

У 30-ті роки ХХ століття почали розвиватися ідеї автоматичного керування електроприводом. Були побудовані найбільші заводи «Електросила» (м. Ленінград), Харківський електромеханічний завод (ХЕМЗ), завод «Динамо» (м. Москва). Створені КБ, наукові й проектні інститути: ЕНІМС, ЦКБ «Електропривод», ГПІ «Важпромелектропроект».

До середини 50-х років сформувалась теорія й практика «донапівпровідникового» електропривода. У ці роки в США створені основи сучасної теорії електромеханічного перетворення енергії.

У ці роки все ширше використовується швидкодіюча система «тиристорний перетворювач – двигун» (ТП–Д).

Тиристор (від грецьк. *thyra* – двері й англ. *resistor* – опір) – напівпровідниковий прилад на монокристалі з чотиришаровою структурою (з трьома електронно-дірчастими переходами); має властивості керованого електричного вентиля. Випускається на струми від 1 мА до 10 КА й напруги від декількох вольт до декількох кіловольт.

Перші тиристори створили в 1955 році Дж. Молл, М. Танненбаум, Дж. Голдей і Н. Голоньяка (США).

Поява тиристорів на тисячі вольт і більші струми при малих спаданнях напруги в провідному стані дозволило перейти на керовані тиристорні випрямлячі як у ланцюзі збудження, так і в силових вузлах електроприводів постійного струму.

Тиристор можна розглядати як електронний вимикач (ключ). Основне застосування тиристорів – керування потужним навантаженням за допомогою слабких сигналів, а також вони використовуються як перемикаючі пристрої.

Із середини 60-х рр. система ТП–Д стала практично єдиним технічним рішенням для регульованого електропривода.

У 70-ті роки в Інституті електродинаміки АН УРСР і в МЕІ були проведені дослідження системи «параметричне джерело струму – двигуни постійного струму».

У 70-ті роки були виконані роботи з асинхронного електропривода з тиристорами в ланцюзі статора. Це роботи Московського енергетичного інституту (МЕІ), Уральського політехнічного інституту (УПІ), Одеського політехнічного інституту (ОПІ) і Харківського політехнічного інституту (ХПІ).

У 70-ті роки одержали розвиток початі ще на початку 40-х рр. роботи в області частотно-регульованого електропривода на новій елементній базі – тиристорах.

На початку 70-х рр. роботи Ф. Блашке (ФРН) поклали початок створенню систем асинхронного електропривода з орієнтацією по магнітному полю з векторним керуванням. З'явилися роботи в області частотно-струмового керування асинхронним приводом.

Великий внесок у подальший розвиток теорії й практики частотного привода внесли М.Г. Чилікін (МЕТ), Кесслер (ФРН), В.І. Ключев (МЕТ).

Двигуни змінного струму знайшли широке застосування в кранобудуванні. Однак у найважчих умовах кранових режимів використовуються двигуни постійного струму.

Підводячи підсумок, можна сказати, що за останні 50 років найбільш революційними подіями в області підйомно-транспортного електропривода є поява тиристорного і частотного електроприводів. Роботі двох приводів буде присвячений виклад досліджень, проведених у НТУ «ХП» на реальних вантажопідйомних машинах у стендових і реальних умовах.

### **3.1. Крановий тиристорний електропривод [1, 2]**

Починаючи з 1964 р. у США, ФРН, Швеції й Італії проводилися роботи зі створення регульованого привода кранових механізмів із застосуванням силової напівпровідникової техніки: діодів, тиристорів, симисторів. Ряд закордонних фірм почав випускати підйомно-транспортні машини із застосуванням тиристорного керування. Так, фірма «Черетті й Тантані» (Італія) випускали для України порталні крани, фірми ФРН – баштові крани з тиристорним керуванням. Фірма АЕА (Швеція) починаючи з 1965 р. поставила сотні комплектів тиристорного обладнання для кранових приводів. У СРСР цим питанням займалися Харківський політехнічний інститут, Одеський політехнічний інститут, Горьковський інститут річкового транспорту, Уральський політехнічний інститут.

У цей же період почалися експериментальні перевірки придатності тиристорних перетворювачів, що випускаються Запорізьким виробничим об'єднанням «Перетворювач» (тип АТК 250/230). Були проведені випробування баштового крана КБ-674 на Миколаївському заводі будівельних машин. Випробування показали, що тиристорний електропривод покращує характеристики баштового крана.

ВНДІЕлектропривод разом із СКБ «Земмаш» розробив проект тиристорного електропривода для піднімального й ходового механізмів монтажного крана.

Дослідний зразок був випробуваний на монтажному крані К-402 Воронезького екскаваторного заводу. У якості приводних були використані двигуни постійного струму типу ДП серієсного збудження. За час трирічної експлуатації не було відмов у роботі. Привод показав гарну роботу з регулювання швидкості підйому й пересування в широких межах, динаміку механізмів.

Горьковський інститут водного транспорту й завод «Теплохід» в 1968 р. провели перевірку замкнених і розімкнених систем безступеневого пуску кранового електропривода механізму повороту. Випробування дали позитивні результати.

У ці ж роки завод «Електровипрямляч», Прокоп'євський завод «Електромашина», Московський завод «Динамо» почали виробництво комплексів електроприладів для асинхронних двигунів з фазним ротором єдиної серії МТ, МТВ, МТН.

У 1972–1973 рр. Харківський завод підйомно-транспортного обладнання виготовив для реакторного залу Білоярської атомної електростанції мостовий кран в/п 30/5/2/2 т із тиристорним керуванням усіх механізмів. У якості приводних використовувалися двигуни постійного струму й тиристорні перетворювачі Прокоп'євського заводу «Електромашина».

Красноярський завод «Сибтяжмаш» виготовив мостовий кран в/п 160 т із тиристорним керуванням також із застосуванням електродвигунів постійного струму.

Однак для цих кранів відсутні експериментальні й теоретичні дослідження, що не дозволяє судити про повну фізичну роботу привода, особливо, у перехідних режимах, що стримує широке застосування тиристорного привода в підйомно-транспортних машинах.

На той період часу (70-ті роки) зробити повну заміну релейно-контакторних систем керування на статично керовані перетворювачі було недоцільно через їхню високу вартість. Більш економічними в ті часи були контакторні перемикачі в сукупності з тиристорними перетворювачами.

Відомі схемні рішення [3] комбінованого регулювання в статорному й роторному ланцюгах забезпечують широкий діапазон регулювання швидкості.

Керування кутом відкривання при цьому здійснюється електронним пристроєм сітчастого керування. Принциповим недоліком цієї системи є низький ККД при значному зниженні швидкості порівняно із синхронною (при більших ковзаннях). Застосування такої схеми для двигунів з короткозамкненим ротором обмежено.

Один з варіантів схем комбінованого регулювання наведено на рис. 3.1.

Зустрічно-паралельні пари тиристорів для регулювання напруги статора Т1–Т6 включені між двигуном АД й реверсивні контактори В і Н.

Система керування тиристорами СУ1 зблокована з контакторами так, що замикання й розмикання останніх можливе тільки при замкнених тиристорах, тобто без струму, що виключає електричний знос контакторів.

Регулювання напруги ротора й відповідне шунтування ступенів опору  $R_1$ ,  $R_2$  і  $R_3$  тиристорами ТР1, ТР2 і ТР3 залежно від моменту двигуна дозволяють здійснити пуск із постійним прискоренням.

Система регулювання швидкості ґрунтується на порівнянні фактичної швидкості двигуна, обумовленої тахогенератором ТГ із заданою.

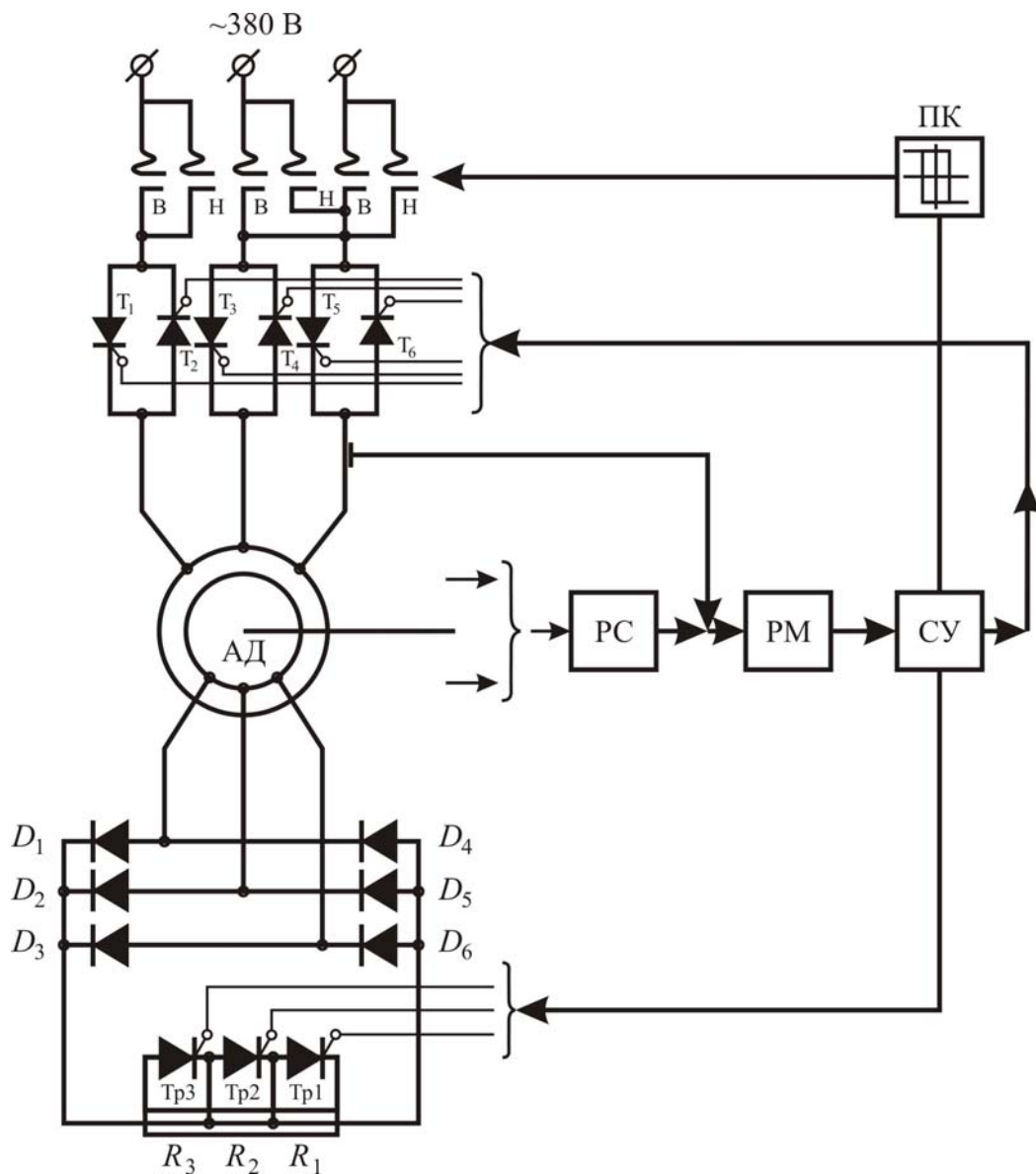


Рис. 3.1. Схема комбінованого регулювання із застосуванням тиристорів

Регулятори швидкості РС і моменту РМ працюють таким чином, що при малому значенні різниці швидкостей працює тільки схема зміни напруги статора, при більших значеннях різниці швидкостей здійснюється перемикання в роторному ланцюзі.

У систему керування може бути вбудований пристрій обмеження моменту, що запобігає буксуванню коліс.

Розроблена й реалізована на реальному мостовому крані в/п 10 т Харківського заводу ПТО принципова схема керування тиристорним асинхронним електроприводом механізму пересування крана забезпечує роботу механізму за діаграмою, представленою на рис. 3.2.

Керування механізмом здійснюється за допомогою універсальних перемикачів К і П (УПК і УПП), змонтованих на пульті, встановленому в кабіні кранівника. Пуск привода на натуральну характеристику (на максимальну швидкість) здійснюється поворотом важеля УПК у перше положення

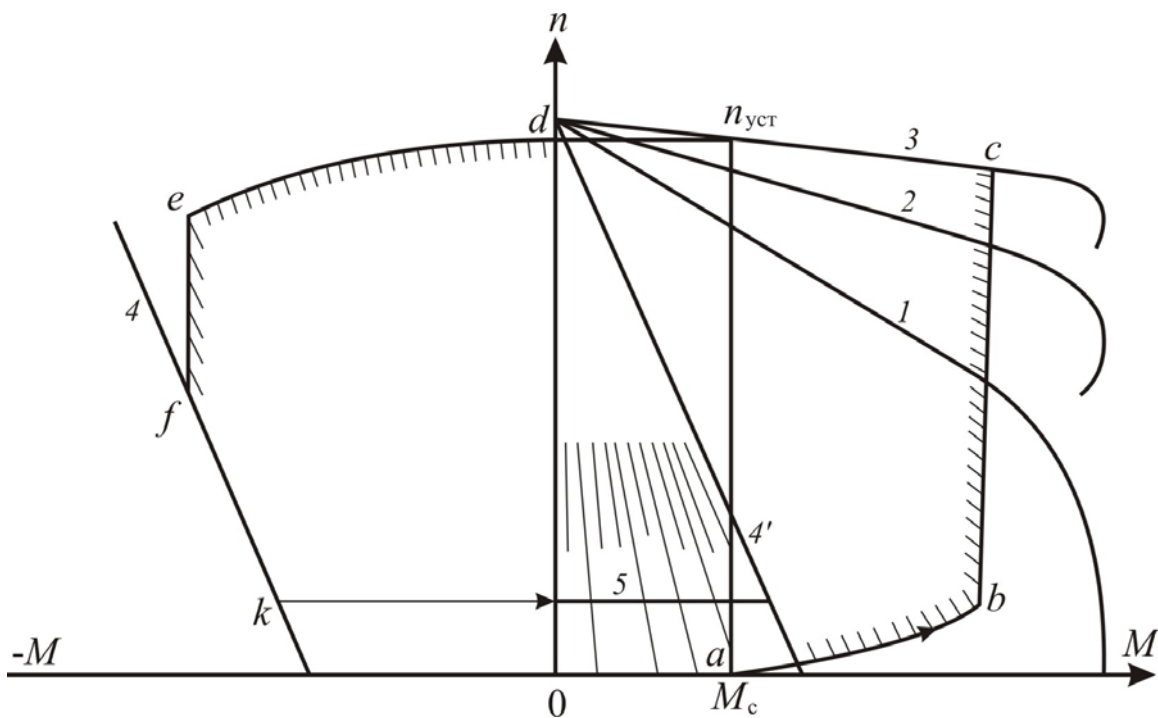


Рис. 3.2. Діаграма роботи механізму із застосуванням тиристорного привода

(вправо або вліво – залежно від необхідного напрямку пересування). При цьому спочатку відбувається безударний вибір ліфтів у механічних передачах, завдяки плавному зростанню моментів, що розвиваються приводними двигунами.

На рис. 3.2 це ділянка «0» «а» (точка «а» на осі абсцис відповідає статичному моменту  $M_c$ , який створюється механізмом).

При подальшому плановому зростанні пускового моменту привод розганяється, починаючи із точки «а». У точці «b» вступає в дію регулятор прискорення, і, якщо  $M_c = \text{const}$ , далі пуск відбувається при постійному моменті. Двигуни виходять на природну характеристику в точці «с», і механізм продовжує розганятися до швидкості  $n_{\text{уст}}$ .

Команда на гальмування механізму з наступним переходом на задану повзучу швидкість здійснюється поворотом важеля УПК у друге положення.

Двигуни переходять у режим гальмування протидіям. При цьому на ділянці гальмової діаграми «*de*» відбувається плавне збільшення гальмівного моменту, у точці «*e*» вступає в дію регулятор уповільнення, і двигуни при  $M_c = \text{const}$  далі гальмуються при постійному гальмівному моменті.

На ділянці « $fk$ » двигуни гальмуються, перебуваючи на штучній характеристиці 4. При швидкості, що набагато перевищує величину заданої повзучої (точка « $k$ »), гальмування припиняється, і привод переводиться на роботу з повзучою швидкістю (характеристика 5 на рис. 3.2). Все це відбувається автоматично.

Зупинка механізму здійснюється поворотом важеля УПК у нульове положення. При цьому двигуни відключаються від мережі й накладаються механічні гальма. Пуск механізму пересування для дотяжки на повзучій

швидкості в тому або іншому напрямку здійснюється за допомогою універсального перемикача УПП при повороті його важеля вправо або вліво.

Приводні двигуни при цьому плавно розганяють і працюють на характеристиці 5 (див. рис. 3.2). Величина повзучої швидкості може змінюватися кранівником у процесі роботи привода.

Розглянута вище схема керування механізмом пересування крана передбачає використання асинхронного тиристорного електропривода з фазним ротором.

### 3.1.1. Теоретичні дослідження кранового тиристорного привода

Метою проведених теоретичних досліджень є виявлення характеру розвитку коливань з урахуванням демпфуючих властивостей конструкції крана й зазорів у передачах при різних способах керування.

Розрахункова динамічна схема механізму пересування мостового крана вантажопідйомністю 10 т Харківського заводу ПТУ ім. В.І. Леніна наведена на рис. 3.3.

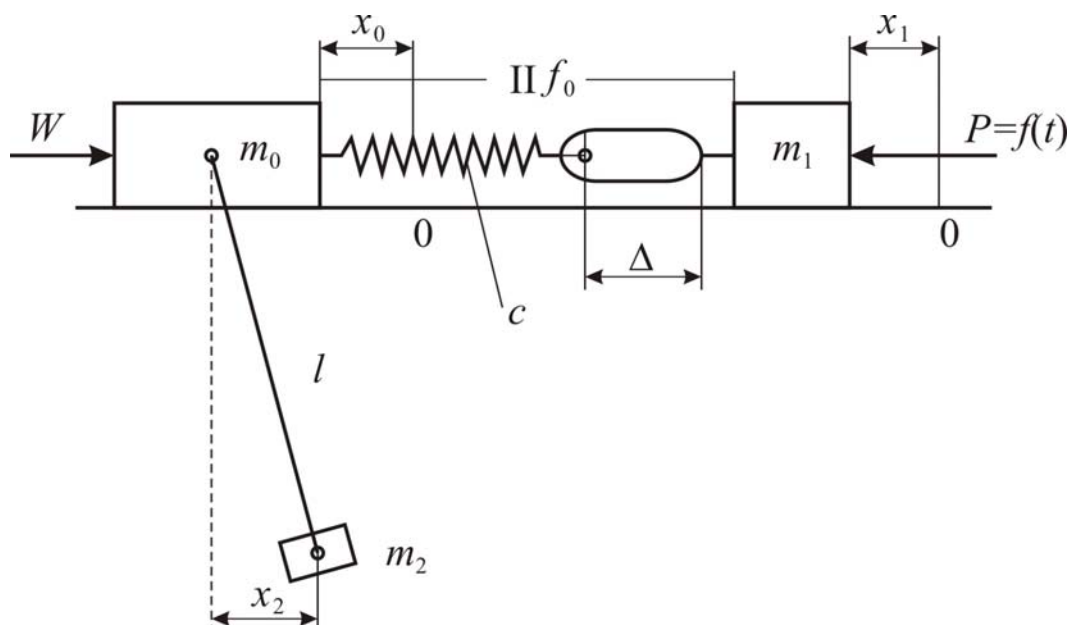


Рис. 3.3. Розрахункова динамічна схема механізму пересування мостового крана

Процес руху при малих кутах відхилення вантажу описується системою диференціальних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 - f_0 (\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + c(x_1 - x_0) &= F(t); \\ m_0 \ddot{x}_0 - f_0 (\dot{x}_1 - \dot{x}_0) - c(x_1 - x_0) &= -W \operatorname{sign} \dot{x}_0 - m_2 \frac{g}{l} x_2; \\ m_2 (\ddot{x}_2 - \ddot{x}_0) + m_2 \frac{g}{l} x_2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$



де  $m_1$  – маса приводного двигуна, приведена до ободу ходового колеса;  $m_0$  – приведена маса частин крана, що рухаються поступально;  $m_2$  – приведена маса вантажу;  $x_0, x_1, x_2$  – поточні координати;  $c$  – жорсткість пружних з'єднань;  $W$  – сила опору пересуванню;  $l$  – постійна довжина підвісу вантажу;  $\Delta$  – величина зазору в кінематичних ланках;  $f_0$  – коефіцієнт опору демпфуючих ланок;  $F(t)$  – закон зміни рушійної сили.

Дослідження динаміки механізму пересування, описаного системою рівнянь (3.1), проводилися на ЕОМ. При цьому було проведено порівняння перехідних режимів пуску привода із застосуванням контролерного й тиристорного керування.

Варто відзначити, що аналіз процесу пуску без урахування впливу коефіцієнта опору демпфуючих ланок  $f_0$  істотно спотворює картину розвитку коливань. Результати порівняльних досліджень показали, що без урахування  $f_0$  в системі мають місце незатухаючі коливання пружного елемента, що накладаються на коливання системи, які викликані розгойдуванням вантажу.

Крім того, система піддається тривалому впливу періодичних динамічних навантажень, величини яких істотні на всьому етапі процесу розгону. Із урахуванням  $f_0$  незатухаючі коливання пружного елемента практично не спостерігаються.

Зазори в кінематичних передачах і деформацію валів варто розглядати як складові з декількох етапів, кожен з яких характеризується відповідними початковими умовами.

Введення початкових умов для наступного етапу здійснюється за параметрами, що характеризують закінчення попереднього етапу, і реалізовано при дискретному характері обчислень на ЕОМ. Рух моста крана починається в момент часу, коли величина зусилля в пружному елементі буде більше сили опору руху.

На першому етапі до вибору зазору, коли  $x_1 \leq \Delta$ , рух першої маси буде відбуватися за законом

$$m_1 \ddot{x}_1 = F(t). \quad (3.2)$$

Умова рушання крана з місця

$$|c(x_1 - \Delta)| \geq W. \quad (3.3)$$

Подальший процес розгону описується системою рівнянь (3.1).

Проведені дослідження на реальному крані показали, що при більших величинах жорсткості приводних валів умова (3.3) практично не впливає на характер розвитку перехідних процесів, адже виконується за час менше 0,005 с і в наступних розрахунках її можна не враховувати.

На створеній моделі по стандартній програмі ЕОМ, що реалізує вирішення системи диференціальних рівнянь методом Рунге-Кутта із заданою

точністю обчислень (до 0,01), були проведені порівняльні дослідження контролерного й тиристорного пусків.

При дослідженні контролерного пуску було прийнято, що зміна  $F(t)$  відбувається по нормальній пусковій діаграмі з п'ятьма ступенями перемикання, що відповідає схемі керування реальним краном. Для розв'язання системи рівнянь методом припасування були визначені часи розгону механізму на кожному ступені й значення зусиль при перемиканні прийняті змінними в межах від 1,2 до 1,6  $F_H$ . Закон зміни зусилля двигуна в процесі пуску на кожному ступені прийнятий у вигляді

$$F = F_{\max} - K_1 t; 0 \leq t \leq t_{k'n}, \quad (3.4)$$

де  $t_{k'n}$ ,  $n = 1, 2, \dots, 5$  – час закінчення кожного етапу.

На рис. 3.4 наведена пускова діаграма двигуна (залежність ковзання від співвідношення  $M/M_{\text{ном}}$ ) для двигуна при контролерному пуску з максимальним вантажем 10 т на гаку й часом розгону на кожному із ступенів відповідно  $t_1 = 2,7$  с,  $t_1 = 1,75$  с,  $t_3 = 1,3$  с,  $t_4 = 0,96$  с і  $t_5 = 0,77$  с.

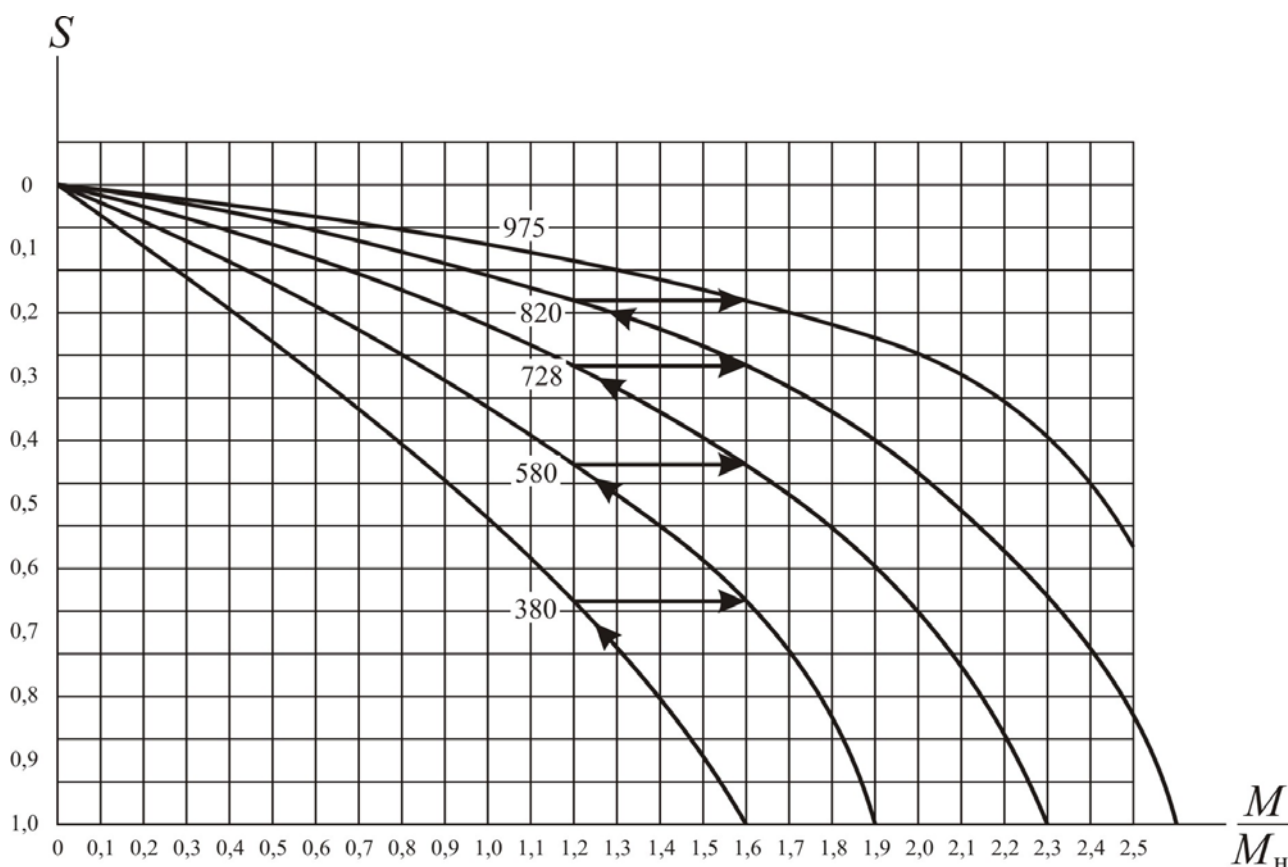


Рис. 3.4. Пускова діаграма двигуна

Зазор  $\Delta$  при цьому дорівнює 0,006 м,  $f_0 = 750$  кг·с/м.

Аналіз отриманого рішення показує, що коливання швидкості, викликані динамічними зусиллями в пружних елементах, загасають за чверть періоду коливань, викликаних розгойдуванням вантажу. Максимальне зусилля в пруж-

ному елементі при цьому  $F_{\max} = 1402$  кг; середнє значення зусиль у пружних елементах  $F_{\text{ст}} = 850$  кг.

Коефіцієнт динамічності

$$\lambda = \frac{F_{\max}}{F_{\text{ст}}}, \quad (3.5)$$

де  $F_{\text{ст}}$  – статичне зусилля при пуску;  $\lambda_{\max} \cong 2,25$ ;  $\lambda_{\text{сер}} \cong 1,6$ .

Аналогічний процес без урахування впливу зазору протікає з коефіцієнтом динамічності  $\lambda_{\max} \cong 1,45$ . Коливання швидкості, викликані динамічними зусиллями в пружних елементах, досить незначні.

Формування пускових режимів у тиристорному асинхронному електроприводі із практично безінерційною схемою керування здійснюється шляхом введення аперіодичної ланки з передавальною функцією  $\frac{1}{T_{\phi} + 1}$ , де  $T_{\phi}$  – стала часу.

Постійна часу  $T_{\phi}$  характеризує швидкість наростання рушійної сили, і видається доцільним досліджувати її вплив на характер протікання процесу.

У цьому випадку система рівнянь руху запишеться у вигляді

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 - f_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + c(x_1 - x_0) &= F_{\text{вих}}(t); \\ m_0 \ddot{x}_0 - f_0(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) - c(x_1 - x_0) &= -W \text{sign} \dot{x}_0 - m_2 \frac{g}{l} x_2; \\ m_2(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_0) + m_2 \frac{g}{l} x_2 &= 0; \\ F_{\text{вих}}(t) &= F_{\text{вх}} - T_{\phi} \frac{dF_{\text{вих}}}{dt}, \end{aligned} \quad (3.6)$$

де  $F_{\text{вих}}(t)$  – закон зміни сили на виході аперіодичної ланки при стрибкоподібній зміні вхідної величини  $F_{\text{вх}}$ .

Тоді на першому етапі рух першої маси буде відбуватися за законом

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= F_{\text{вих}}(t); \\ F_{\text{вих}}(t) &= F_{\text{вх}} - T_{\phi} \frac{dF_{\text{вих}}}{dt}. \end{aligned} \quad (3.7)$$

Дослідження було проведено з урахуванням і без урахування зазору при значеннях  $T_{\phi}$ , що змінюються в межах від 0,05 до 1,0 с.

Графіки зміни максимальних зусиль залежно від  $T_{\phi}$  наведені на рис. 3.5, з яких видно, що наявність зазору забезпечує плавність наростання рушійної сили, що істотно впливає на величину максимальних динамічних зусиль. При зміні  $T_{\phi}$  в межах від 0,05 до 0,5 с при заданих параметрах зусилля в динаміці зменшуються приблизно в 2 рази.

Аналіз показує, що при цьому перехідні процеси проходять із меншими динамічними зусиллями всього періоду пуску, що поліпшує міцнісні властивості елементів конструкції. Коливальний характер зміни швидкості зберігається, і для стабілізації процесу наростання потрібна наявність замкнутої системи й автоматичного регулювання.

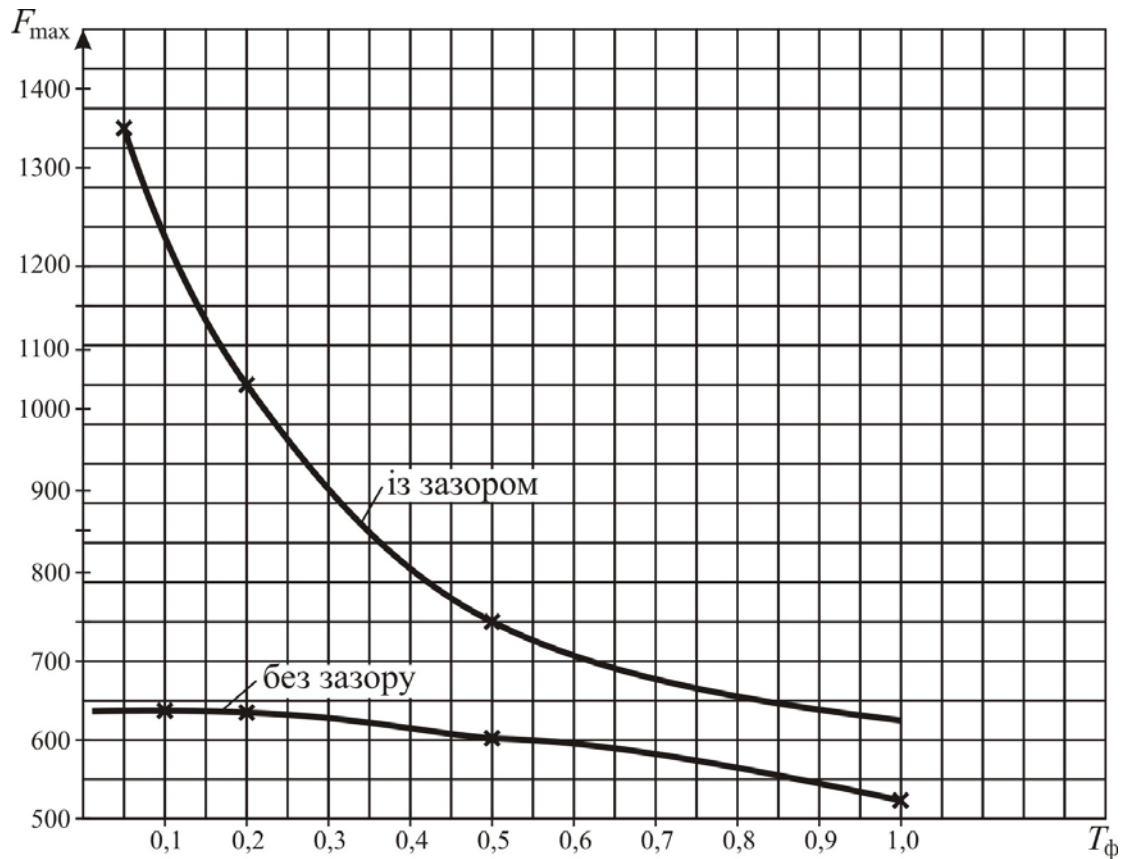


Рис. 3.5. Графіки зміни максимальних зусиль залежно від  $T_{\phi}$

Отримані результати теоретичних досліджень дозволяють зробити висновки, що комплекс технічних показників тиристорного привода вище, ніж в існуючого електромеханічного.

### 3.1.2. Натурні порівняння дослідження двох типів приводів електромеханічного з фазним ротором та тиристорного

На Харківському заводі ПТО ім. В.І. Леніна створений мостовий кран вантажопідйомністю 10 т з тиристорним керуванням.

Для оцінювання нової конструкції привода були проведені дослід з двома типами приводів електромеханічного і тиристорного.

На рис. 3.6 наведена схема вимірювання параметрів при випробуванні мостового крана з тиристорним приводом.

На рис. 3.7 наведена схема вимірювання параметрів при випробуванні мостового крана з двома типами приводів.

На рис. 3.8, 3.9, 3.10, 3.11, 3.12, 3.13 наведені установки відповідних датчиків та обладнання для їх вимірювання.

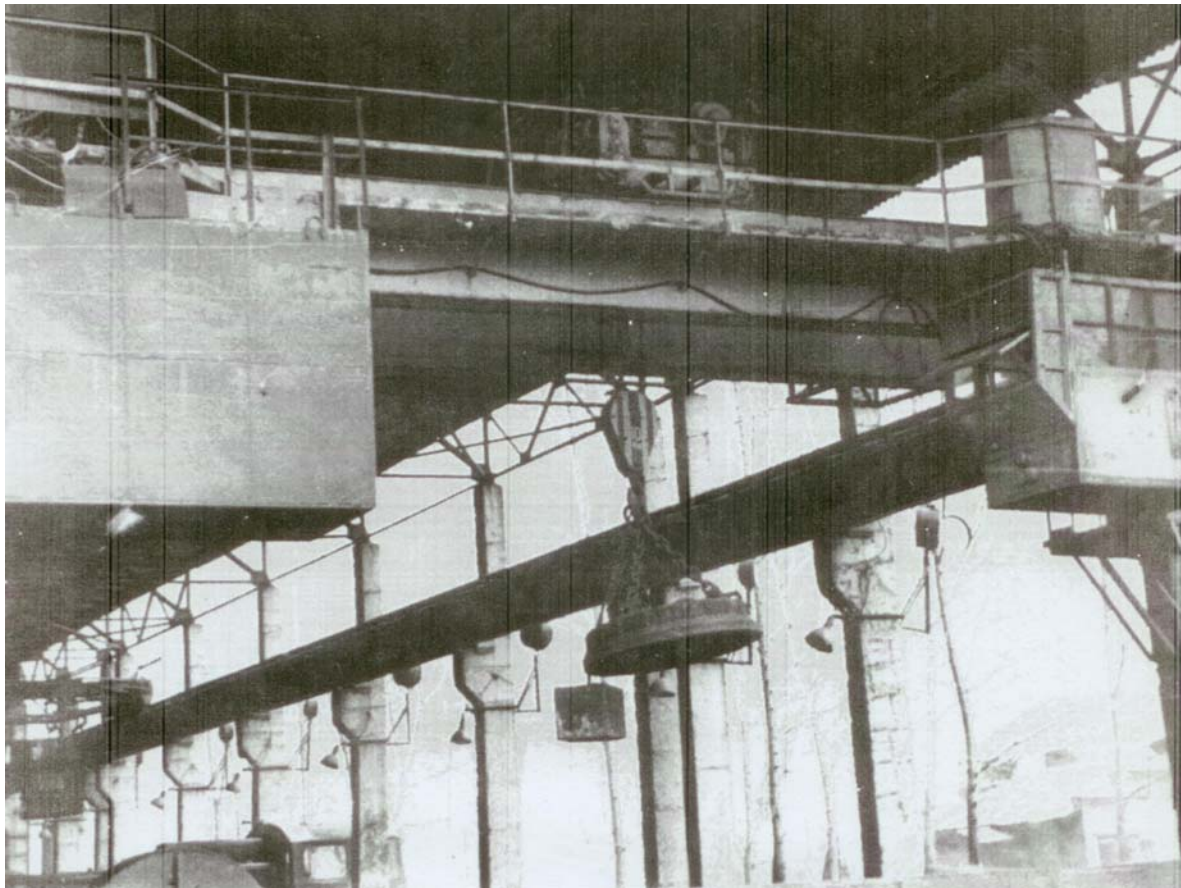


Рис. 3.6. Мостовий кран з тиристорним керуванням

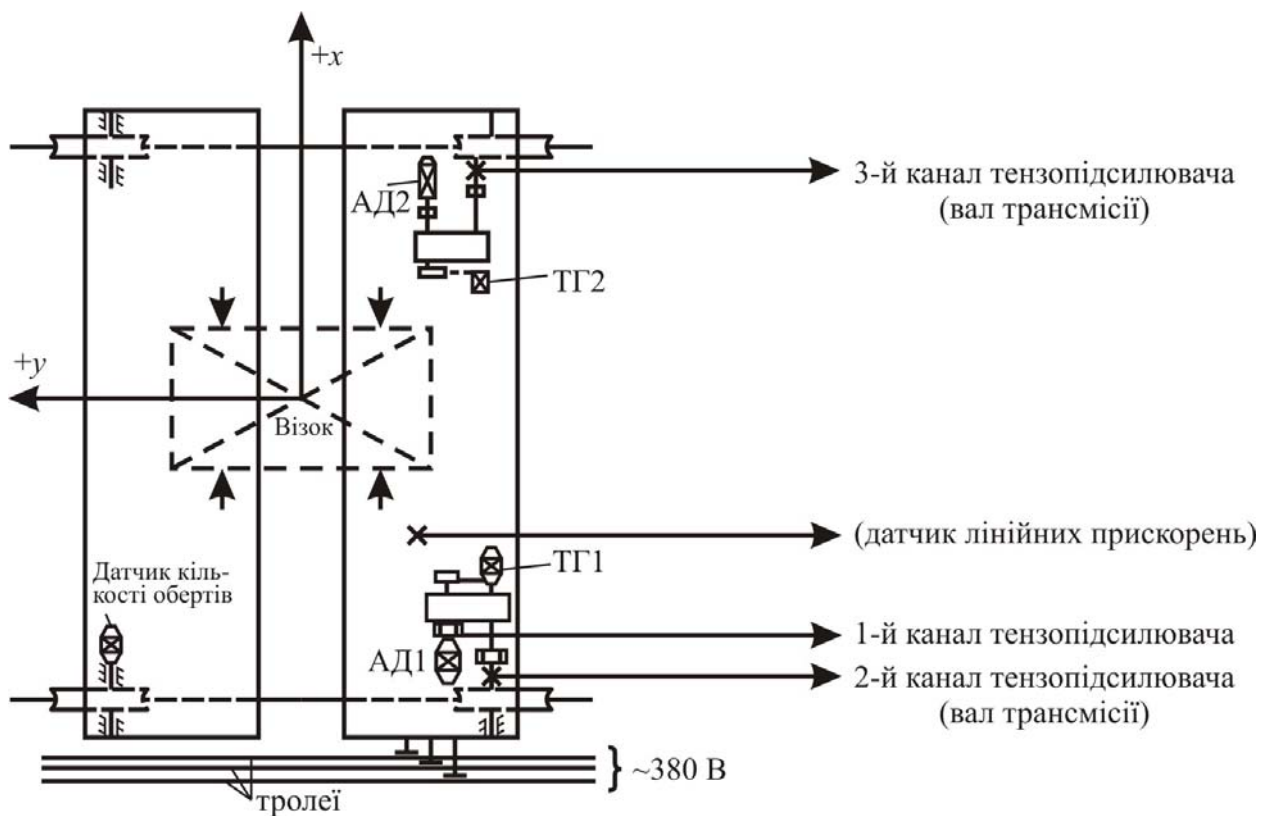


Рис. 3.7. Схема вимірювання параметрів при випробуванні мостового крана з двома типами приводів



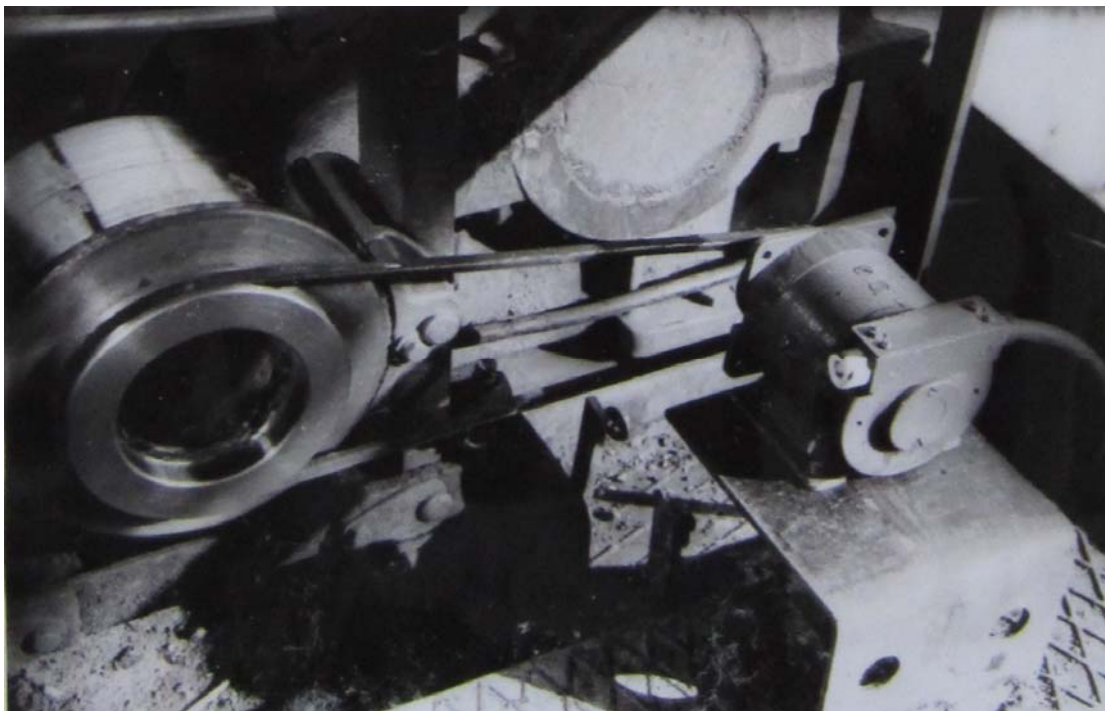


Рис. 3.8. Вимірювання швидкості за допомогою тахогенератора ТГМ-30П

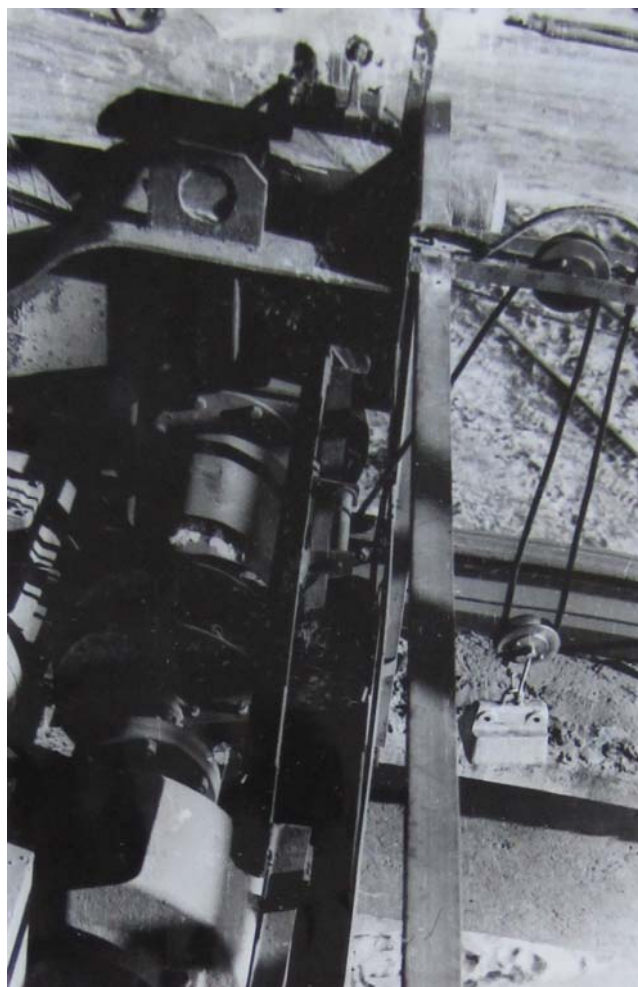


Рис. 3.9. Відхиляючі блоки для змотування і намотування кабелю при вимірюванні крутних моментів на трансмісійних валах

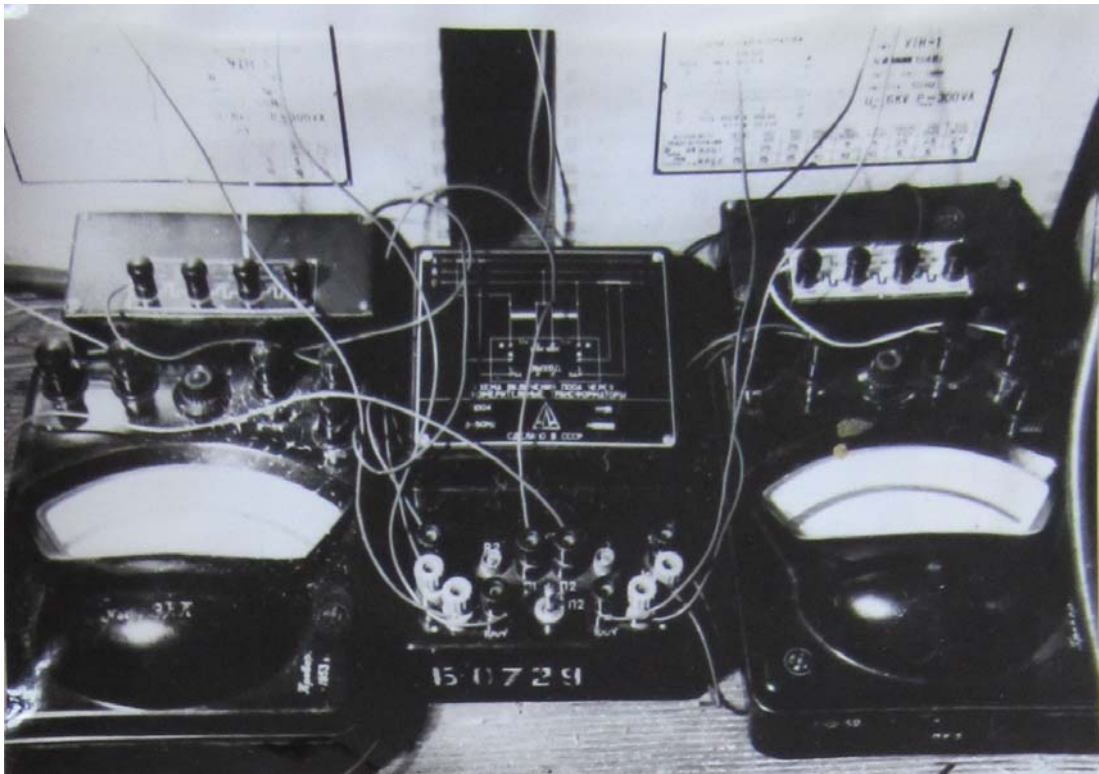


Рис. 3.10. Вимірювання потужності за допомогою перетворювача П004

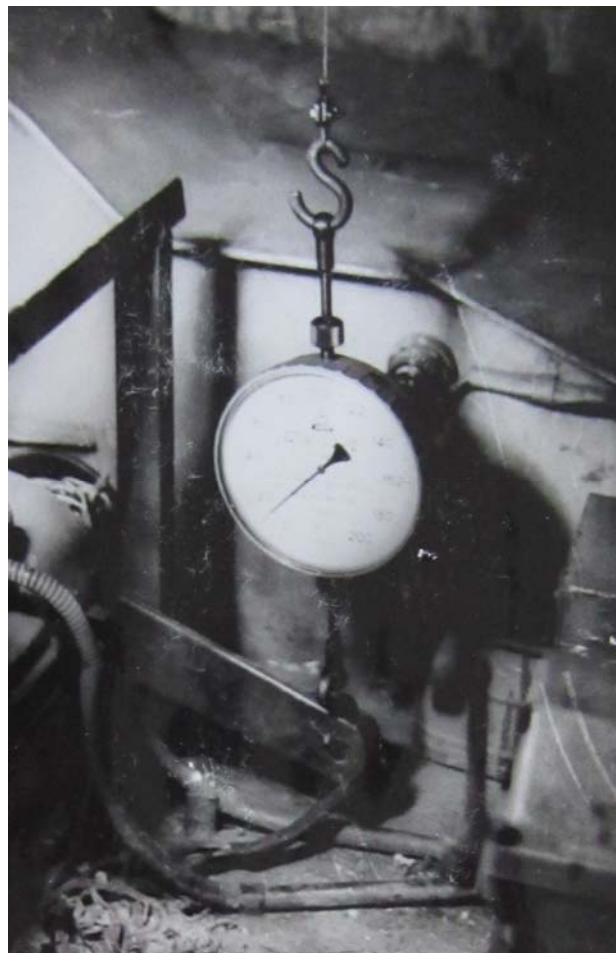


Рис. 3.11. Тарування датчиків крутного моменту в трансмісійних валах



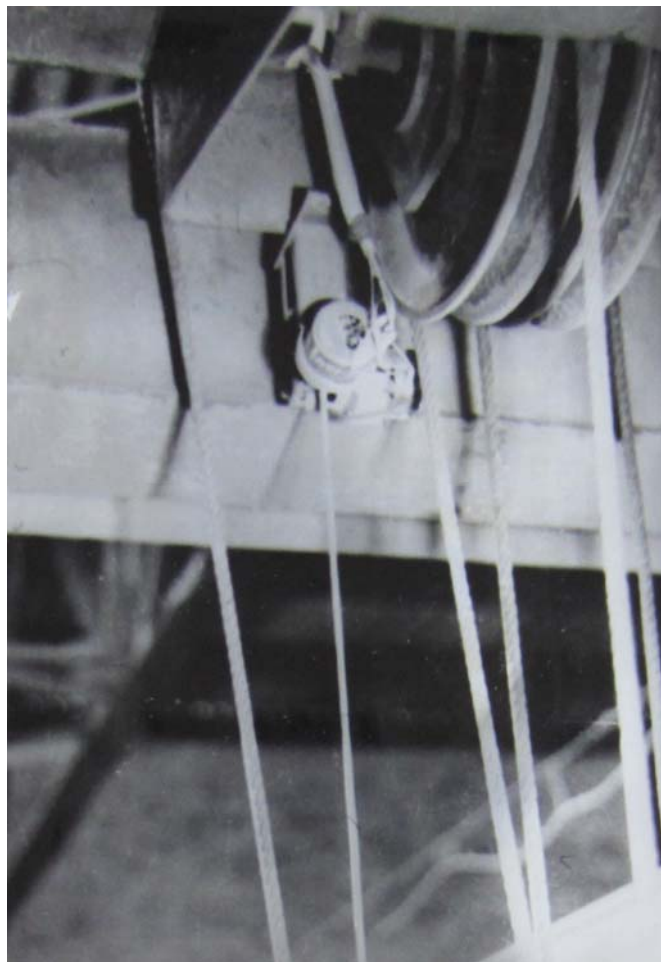


Рис. 3.12. Датчик реохордного типу для вимірювання кута відхилення вантажного каната



Рис. 3.13. Установка датчика кількості обертів ходового колеса

Випробування для двох типів приводів були проведені при нормальній інтенсивності розгону і гальмування, яка складає 6 с (дані ВНДПТМАШ), в режимі максимально можливої інтенсивності розгону і гальмування, гальмування противмиканням.

У результаті випробувань були зняті відповідні осцилограми при різних положеннях візка і висоті підвісу вантажу. Вага вантажу при цьому складала 8,5 т.

Для зіставлення з приводів побудовані розраховані за методом найменших квадратів залежності  $M_{д.маx} = f(t)$ , де  $M_{д.маx}$  – максимальне значення динамічного моменту при пускові або гальмуванні.

Залежність  $M_{д.маx} = f(t)$  можна навести у вигляді прямої лінії, рівняння якої

$$M_{д.маx} = a - bt.$$

Для визначення коефіцієнтів  $a$  і  $b$  складаються системи нормальних рівнянь. При цьому допоміжна функція повинна досягати мінімуму.

$$y = \sum_{i=1}^N (M_{досл} - M_p)^2,$$

де  $N$  – число дослідів;  $M_{досл}$  – дослідне значення моменту;  $M_p$  – розрахункове значення моменту.

Визначення коефіцієнтів  $a$  і  $b$ , за даними експериментів, проводилося на ЕОМ за стандартною програмою.

Для можливості зіставлення результатів досліджень електромеханічного і тиристорного приводів час розгону механізму пересування з електромеханічним приводом витримувався в основному у межах 4–6 с.

На рис. 3.14 *а, б* наведені дві типові осцилограми пуско-гальмівного режиму роботи електромеханічного приводу механізму пересування мостового крана з вантажем  $Q = 8,5$  т. Гальмування проводилось колодко-вими гальмами (рис. 3.14, *а*) і у режимі противвмикнення (рис. 3.14, *б*).

Позначення на осцилограмах наступні:  $M_2, M_3$  – крутні моменти на трансмісійних валах;  $\delta_x$  – відхилення вантажу по ходу руху візка;  $\delta_y$  – відхилення вантажу по ходу руху моста;  $n_{дв}$  – швидкість двигуна;  $n_{уст}$  – усталене значення швидкості;  $p_a$  – активна потужність;  $M_{г.кол.маx}$  – максимальний крутний момент у динаміці при гальмуванні колодковим гальмом;  $M_{г.пр.маx}$  – максимальний крутний момент у динаміці при гальмуванні противмиканням;  $M_{д.маx}$  – максимальний крутний динамічний момент при розгоні;  $\Delta t$  – інтервал відмітки часу (0,2 с).

При значеннях  $M_{р.маx}$ , що дорівнюють 190, 210, 220, 250, 260, 270, 320 і 370 кГм  $t_p$  дорівнює 6,4; 5,0; 4,6; 3,6; 3,7; 4,4; і 4,4 с.

Розраховані значення коефіцієнтів:  $a = -21,6$ ;  $b = 346,3$ .

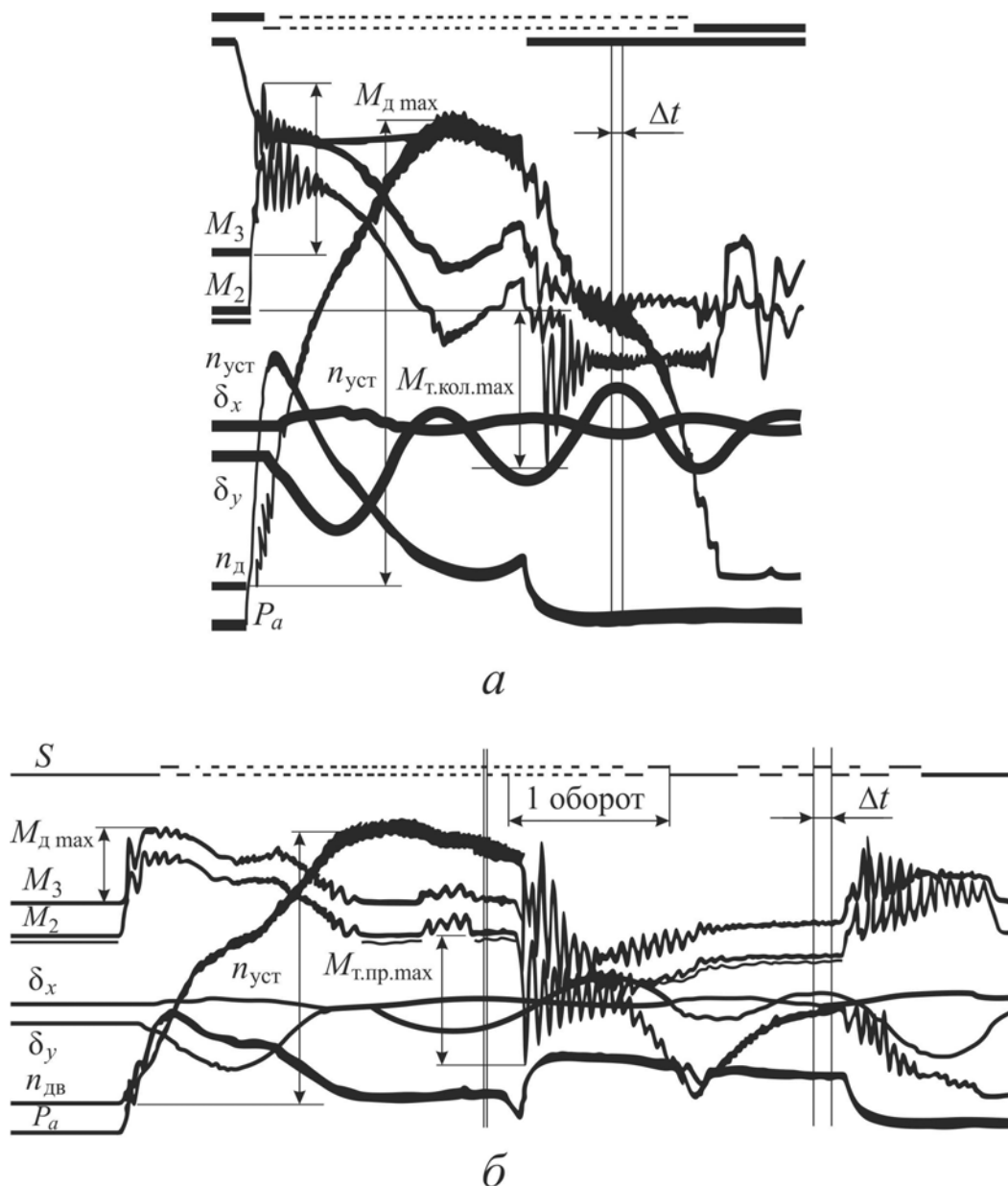


Рис. 3.14. Типові осцилограми пуско-гальмівного режиму роботи електромеханічного привода: *а* – гальмування колодковим гальмом; *б* – режим противмикання

Залежність  $M_{p.max} = f(t)$  для процесу розгону:

$$M_{p.max} = 346,3 - 21,6t_p.$$

Обробка процесу гальмування колодковими гальмами дала наступні результати: при  $M_{г.кол.max}$ , що дорівнює 210, 230, 250, 300 і 360 кГм,  $t_{г.кол}$  дорівнює 2,2; 2,8; 3,1; 3,2 і 2,9 с.

Розраховані значення коефіцієнтів:  $a = -45,4$ ;  $b = 399,4$ .

Залежність  $M_{г.кол.max} = f(t)$  для процесу гальмування колодковими гальмами

$$M_{г.кол.max} = 399,4 - 45,4t.$$

При дослідженні гальмування противмиканням через зміну початкових умов, зумовлених різними положеннями розгойдуваного вантажу, не вдалося отримати вірогідну аналітичну залежність  $M_{г.пр.мах} = f(t)$ . Для зіставлення результатів було побудоване поле розсіювання. При  $M_{г.пр.мах}$  що дорівнює 400, 420, 510, 540, 560 кГм  $t_{г.пр}$  дорівнює 2,8; 2,8; 2,9; 3,0 і 3,0 с.

Зміна швидкості пересування крана  $n$  у часі не має лінійного вигляду. У проміжку часу між вмиканням першої і другої ланок регульованих опорів зміна швидкості добре узгоджується з формулою, запропонованою А.Г. Меклером.

$$\omega = \omega_0 \left( 1 - e^{-\frac{t}{T}} \right),$$

де  $\omega_0$  – усталена кутова швидкість, що відповідає статичному моменту опору;

$T = I \frac{\omega_0}{M_{мах}}$  – механічна постійна часу системи;  $t$  – поточний час.

На осцилограмах (рис. 3.14, *а, б*) моменту часу, що відповідає вимиканню другої ланки опорів, відповідає різкий стрибок прискорення і  $M_{кр}$  у трансмісійних валах. Аналогічний процес спостерігається при вимиканні наступних ланок роторних опорів аж до виходу двигуна на природну характеристику. На відміну від характеру зміни швидкості під час розгону крана зміна швидкості у процесі гальмування має лінійний вигляд.

Зміна споживаної потужності у часі характеризується східчастою формою. Кожній «сходинці» відповідає виведення ланки регульованих опорів. В електромеханічному приводі найбільша потужність споживається на початку розгону крана (на одній ланці опору) і найменша – у кінці розгону. Ця обставина визначає напружений тепловий режим електродвигуна з фазним ротором. Найбільшої абсолютної величини крутні моменти досягають при пускові і гальмуванні привода. Електромеханічний привод характеризується незмінною величиною гальмівного моменту  $M_r$  і швидким наростанням цього моменту до номінального значення, внаслідок чого виникають значні динамічні навантаження.

У процесі уповільнення гальмівний момент не залишається постійним, а має шпилястий характер. Із цієї причини, як і в період розгону крана, середнє діюче значення гальмівного моменту набагато менше, ніж його максимальне значення.

При інтенсивному розгоні крана гнучкий підвіс вантажу здійснює значний вплив на зміну швидкості пересування як при розгоні, так і при гальмуванні.

При дослідженні тиристорного асинхронного електропривода тривалість розгону і гальмування відповідали обраним при випробуванні електромеханічного привода. Їх величина регулювалася спеціально спроектованою системою автоматичного регулювання, що забезпечує заданий темп розгону і гальмування.

Випробування тиристорного привода проводились у наступних режимах роботи: автоматичний розгін і гальмування крана з номінальним прискоренням і уповільненням, розгін і гальмування крана з максимальним прискоренням і уповільненням. Гальмування проводилось також і колодковими гальмами.

На рис. 3.15, *а*, *б* наведені типові осцилограми режимів роботи тиристорного привода пересування мостового крана з вантажем  $Q = 8,5$  т. На рис. 3.15, *а* наведене гальмування колодковим гальмом, на рис. 3.15, *б* – противмиканням з наступним переходом на повзучу швидкість.

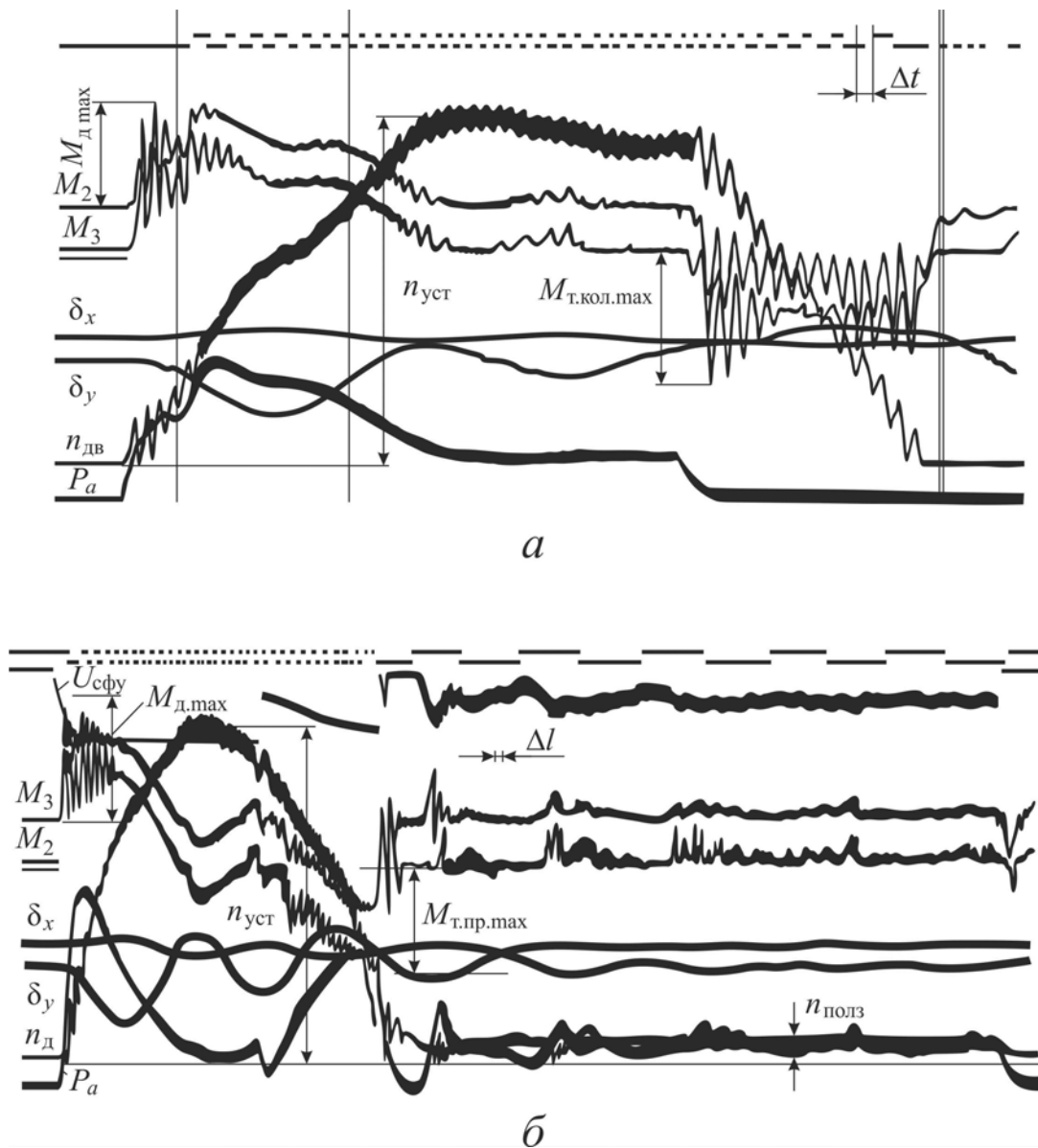


Рис. 3.15. Типові осцилограми пуско-гальмівного режиму роботи тиристорного привода:  
*а* – гальмування колодковим гальмом; *б* – режим проти вмикання

Процеси пуску і регульованого гальмування проходять більш плавно без різких змін прискорень і моментів. Процес гальмування колодковими гальмами аналогічний електромеханічному приводу. Зміна швидкості при розгоні і гальмуванні має лінійний характер.

Наростання і спадання споживаної потужності мають характер, сприятливий для електродвигуна. Зростання потужності відбувається приблизно у лінійній залежності.

При досягненні краном усталеної швидкості споживана потужність різко падає і встановлюється на рівні статичної. Гнучкий підвіс вантажу при співпадінні часу розгону з напівперіодом коливань суттєво впливає на процес наростання швидкості і призводить до затягування процесу розгону. Коливання більш низької частоти на процес розгону практично не впливають. Падіння прискорення пов'язане з відхиленням вантажу у бік, протилежний напрямку просування; збільшення прискорення пов'язане зі співпадінням напрямку відхилення вантажу з напрямом руху. Аналогічно протікає процес гальмування крана. Однак, як видно із зіставлення з осцилограмами пускогальмівних режимів електромеханічного привода, вплив гнучкого підвісу вантажу на відхилення від прямої зміни швидкості пересування крана при розгоні і гальмуванні тиристорного привода менше, ніж у електромеханічному приводі.

Дані обробки процесу розгону тиристорного привода наступні при:  $M_{p.max}$  240, 250, 290, 300, 320 і 340 кГм  $t_p$  дорівнює 4,8; 5,0; 4,0; 4,6; 4,0 і 4,0 с.

Розраховані значення коефіцієнтів:  $a = -46,0$ ;  $b = 489,7$ .

Залежність  $M_{p.max} = f(t)$  для процесу розгону

$$M_{p.max} = 489,7 - 46,0t.$$

Обробка процесу гальмування колодковими гальмами дала наступні результати: при  $M_{г.кол.max}$  що дорівнює 100, 192, 240, 260 і 272,  $t_{г.кол}$  дорівнює 6,0; 4,4; 3,8; 3,6; і 3,2 с.

Розраховані значення коефіцієнтів:  $a = -61,0$ ;  $b = 466,3$ . Залежність  $M_{г.кол.max} = f(t)$  для процесу гальмування колодковими гальмами

$$M_{г.кол.max} = 466,3 - 61t.$$

При дослідженні гальмування проти ввімкненням отримані наступні дані: при  $M_{г.пр.max}$ , що дорівнює 230, 240, 272, 280 і 302 кГм,  $t_{г.пр}$  дорівнює 2,2; 3,2; 3,6 і 3,8 с. Розраховані значення коефіцієнтів:  $a = -21,4$ ;  $b = 329,4$ . Залежність  $M_{г.пр.max} = f(t)$  для процесу гальмування проти вмиканням

$$M_{г.пр.max} = 329,4 - 21,4t.$$

Отримані розрахункові залежності і поля розсіювання наведені на рис. 3.16, що характеризують режими роботи тиристорного 1 і електромеханічного 2 приводів.

Навантаження у трансмісійних валах при гальмуванні колодковими гальмами для обох приводів ідентичні. Незначно відрізняються і максимальні навантаження при розгоні. При обраній інтенсивності розгону 4–6 с залежності ідентичні, однак, як було зазначено, процес пуску тиристорного привода відбу-

вається більш плавно. Таке співпадіння максимальних моментів викликане впливом розгойдування вантажу.

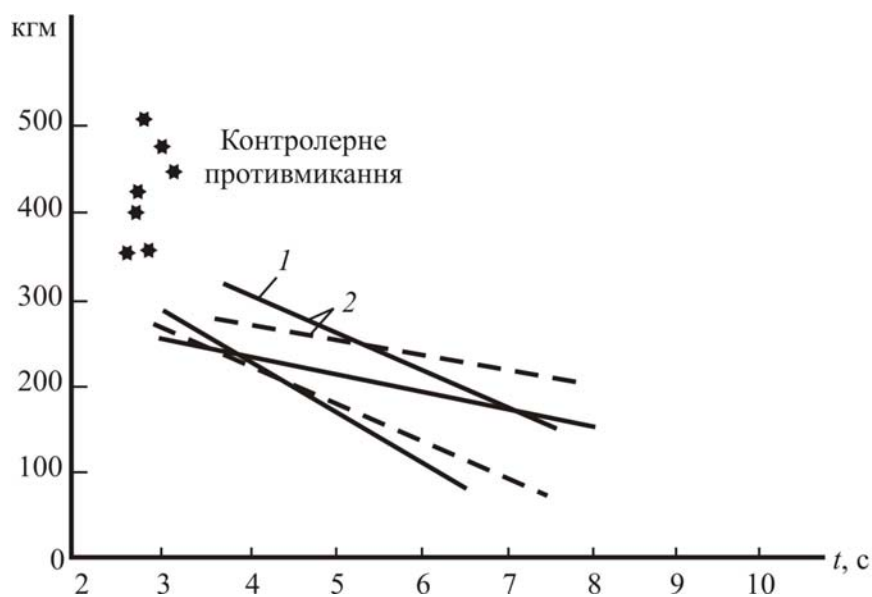


Рис. 3.16. Розрахункові залежності поля розсіювання

Суттєве зменшення максимального гальмівного моменту дає регульоване гальмування. Порівняння середнього значення моменту поля розсіювання електромеханічного привода показує, що він зменшується у 1,8 рази.

Комплекс технічних показників у тиристорного привода вище, ніж у існуючого електромеханічного.

### 3.2. Частотний привод

На початку 40-х рр. було написано ряд робіт в галузі частотно-регульованого привода. У 70-ті роки XX ст. ці тенденції отримали подальший розвиток. Опубліковані на початку 70-х років праці Ф. Блашке (ФРН) поклали початок створенню систем асинхронного електропривода з орієнтацією по магнітному полю з векторним керуванням (система «Трансвектор»).

В середині 90-х років XX сторіччя з'явилися напівпровідникові прилади ключового типу – потужні біполярні транзистори з ізолюваним затвором (IGBT – Insulated Gate Bipolar Transistor). Вони мають принципову перевагу за динамічними параметрами (перш за все, за часом включення і запирання). Крім того IGBT, що має у своєму складі польовий транзистор, не потребує великих струмів для запуску процесів включення і запирання, тим самим полегшуючи процес керування. Поява таких транзисторів, що лягли в основу перетворювачів частоти з ланкою постійного струму зробила можливим створення масового економічного і малогабаритного регульованого електроприводу.

Застосування перетворювачів частоти з ланкою постійного струму дає можливість в широких межах регулювати частоту обертання двигуна, (в тому числі і в зоні частоти вище номінальної з діапазоном 0–100 Гц), що є важливим



[4], оптимально використовувати двигун з точки зору його теплових характеристик і т.д.

Крановий електропривод з частотним керуванням і перетворювачами частоти з ланкою постійного струму (інверторного типу) у наш час переважає при випуску нових кранів. Застосування перетворювача частоти (далі ПЧ) у комбінації з асинхронним короткозамкненим електродвигуном дозволяє створити електропривод з високими регульовальними й експлуатаційними характеристиками. Основними перевагами електропривода з частотним керуванням є:

- повна відповідність механічних характеристик бажаним; діапазон регулювання швидкості й жорсткість механічних характеристик повністю задовольняє вимоги практично до будь-якого кранового електропривода;
- постійна перевантажувальна здатність у всьому діапазоні регулювання;
- плавність перехідних процесів і обмеження динамічних навантажень
- висока надійність у зв'язку з відсутністю інтенсивно працюючої релейно-контакторної апаратури;
- висока енергетична ефективність у статичному й динамічному режимах;
- простота автоматизації.

До недоліків електропривода з частотним керуванням слід віднести:

- необхідність термостатизування перетворювача в умовах низьких температур властивих вітчизняному клімату;
- для здійснення режиму рекуперації енергії необхідне застосування додаткових пристроїв за вартістю близьких до ПЧ.
- складність усунення несправностей ПЧ на крані. Зараз у крановому електроприводі переважне поширення одержали ПЧ із проміжною ланкою постійного струму, силова частина яких виконана з використанням IGBT-транзисторів.

Коротко опишемо принцип дії ПЧ із проміжною ланкою постійного струму, структурна схема якого наведена на рис. 3.17.

Змінний струм промислової частоти випрямлюється випрямлювачем, який може бути виконаний як на діодах, так і на тиристорах. Потім, з постійного струму інвертор формує змінний струм регульованої частоти.

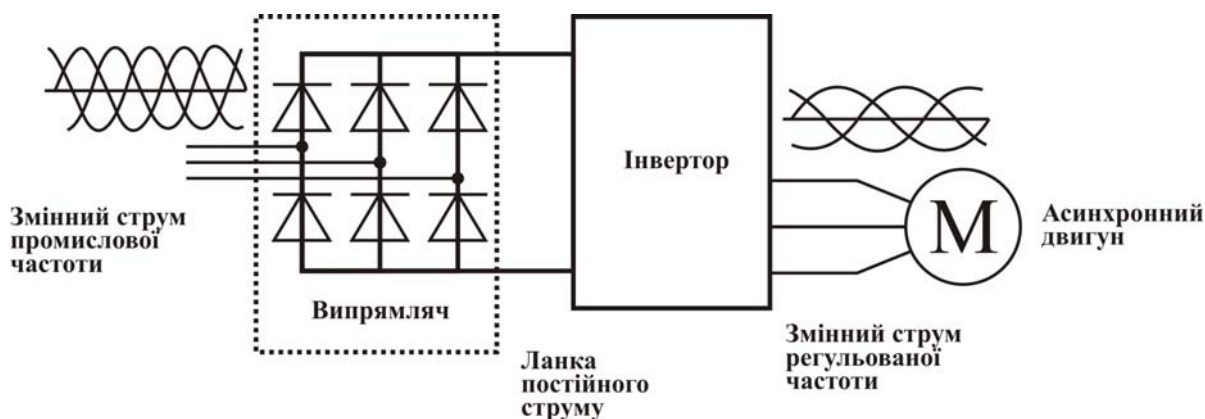


Рис. 3.17. Структурна схема перетворювача частоти із проміжною ланкою постійного струму

Чергування фаз на виході ПЧ не залежить від чергування фаз на вході.

Структурна схема інвертора частотного перетворювача «Струм», який використовувався для експериментальних досліджень проведених у лабораторії кафедри ПТМ і О НТУ «ХП», наведена на рис. 3.18. На вхід інвертора підключається постійна напруга від випрямлювача, яка фільтрується конденсатором. Інвертор містить 6 напівпровідникових ключів – IGBT транзисторів (показані у вигляді контактів). Ключі замикаються з великою частотою (так званою частотою модуляції) за певним законом, що має назву алгоритму широтно-імпульсної модуляції (ШІМ). Змінна напруга на обмотках двигуна складається з імпульсів постійної напруги різної полярності. При цьому середня фазна напруга змінюється за синусоїдою, а струм, що протікає через обмотки двигуна практично синусоїдальний (рис. 3.19).

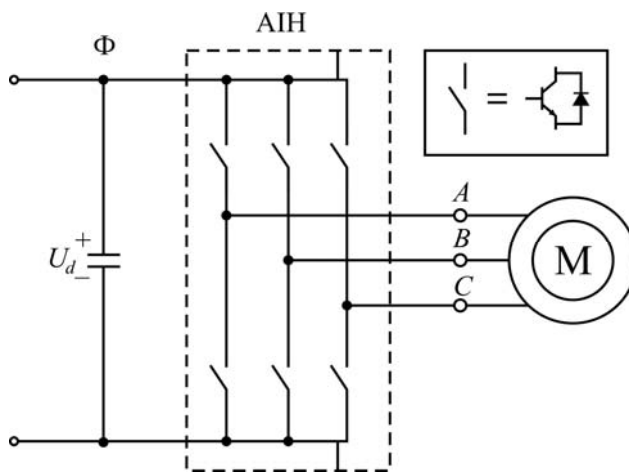


Рис. 3.18. Структурна схема інвертора

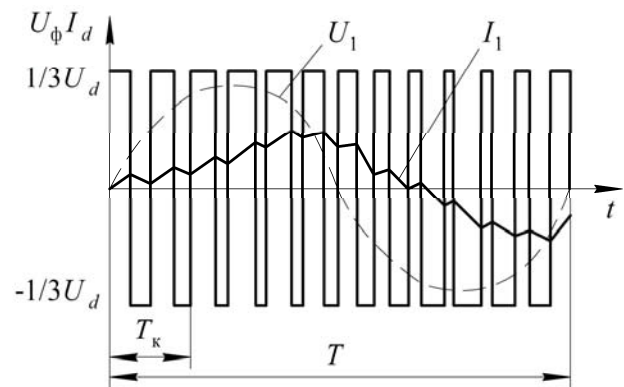


Рис. 3.19. Форма напруги на виході інвертора й струму, що протікає через обмотки асинхронного двигуна

Чим вище частота комутації, тим більше форма струму статора наближається до синусоїдальної й тем менше втрати й шум у двигуні. Однак збільшення частоти комутації збільшує втрати в IGBT транзисторах інвертора. Частота комутації може встановлюватись, як правило, у діапазоні від 2 до 12 кГц при заводському налаштуванні 4 кГц, що зазвичай достатньо для більшості електроприводів.

На рис. 3.20 показані силові ланцюги асинхронного електропривода з частотним керуванням. Перетворювач частоти підключений до мережі через вхідний реактор, що є індуктивним резистором.

ПЧ складається з некерованого випрямляча, фільтра, що містить у собі конденсатор і дросель (також не є обов'язковим елементом схеми) і інвертора.

У сучасних ПЧ (типу «Струм») інвертор виконаний, як правило, у вигляді нерозбірного інтелектуального модуля, який містить у собі всі транзистори з ланцюгами (драйверами) керування, а також захист від короткого замикання й перевантаження.

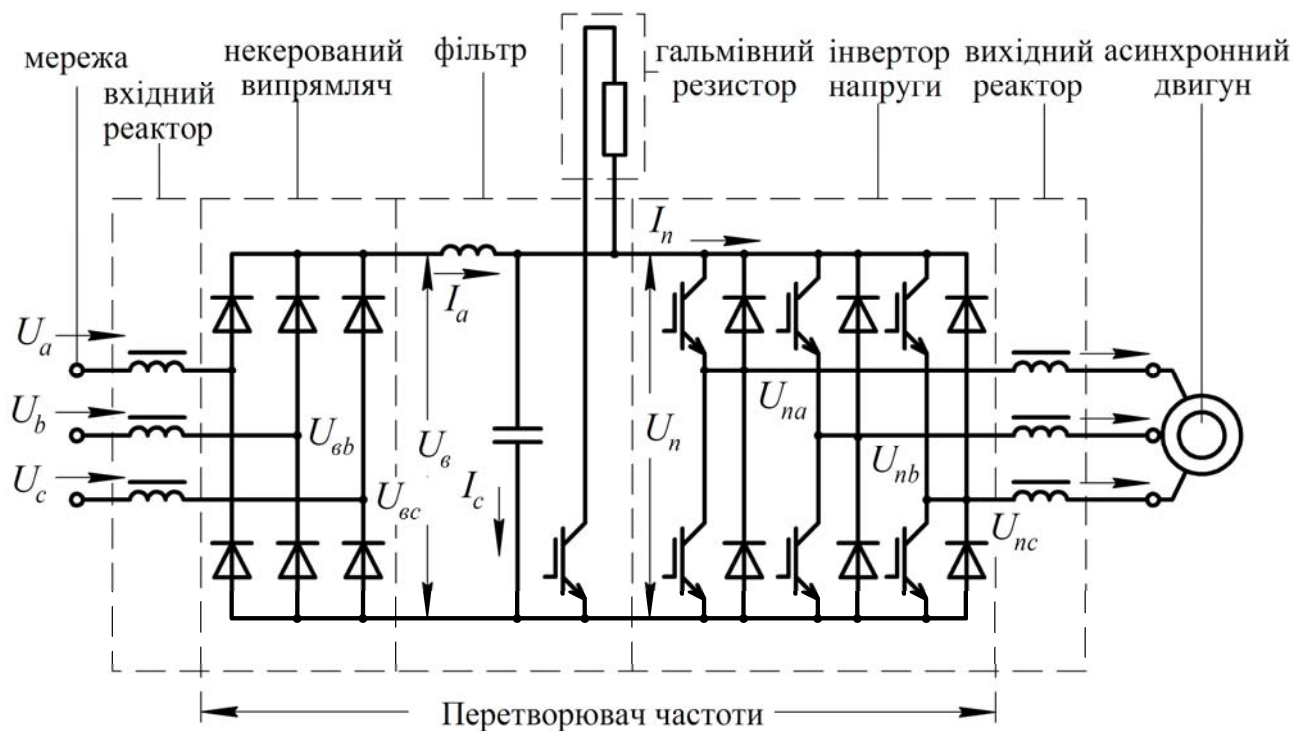


Рис. 3.20. Схема силових ланцюгів асинхронного електропривода з перетворювачем частоти

Крім шести силових ключів – інверторів ПЧ містить ще один IGBT транзистор, що підключає до ланки постійного струму гальмівний резистор. Це необхідно для реалізації гальмівного режиму роботи при опусканні вантажу й гальмуванні з більших швидкостей на менші.

Асинхронний двигун підключений до ПЧ через вихідні реактори, що слугують в основному для зниження перешкод і не є обов'язковим елементом електропривода.

На силовій схемі не показаний ланцюг заряду конденсатора. Оскільки в потужних ПЧ конденсатор має значну ємність, струм, що протікає при заряді конденсатора, коли ПЧ підключається до мережі може привести до його пошкодження. Тому при підключенні ПЧ до мережі в ланцюг конденсатора включається додатковий резистор, який після заряду конденсатора шунтується. У потужних перетворювачах для заряду конденсатора застосовується керований випрямлювач замість некерованого.

Практично всі ПЧ, що випускаються в наш час підтримують кілька **законів частотного керування**. Докладно керування за тим або іншим законом описане в спеціальній літературі, наприклад [5].

Найпоширенішими є різновиди законів, які відносяться до групи **векторного** керування. Керування, при якому для кожного значення вихідної частоти задається певне значення напруги, часто називають **скалярним**.

Для кранового електропривода найбільше значення мають, як правило, зовнішній вигляд механічних характеристик, а саме жорсткість і перевантажувальна здатність. На рис. 3.21 наведені експериментальні механічні характеристики асинхронного кранового електродвигуна потужністю 5 кВт при

одному з різновидів векторного керування й скалярному керуванні за законом  $U \cdot f = \text{const}$ . Видно, що при скалярному керуванні механічні характеристики по мірі зниження частоти мають усе меншу жорсткість і перевантажувальну здатність через збільшення частки спадання напруги на активному опорі обмотки статора. Оскільки кранові механізми відносяться до механізмів, статичний момент яких не залежить від швидкості, це обмежує діапазон регулювання. У першу чергу це відноситься до електроприводів механізмів підйому, де статичний момент при підйомі номінального вантажу близький до номінального моменту електродвигуна.

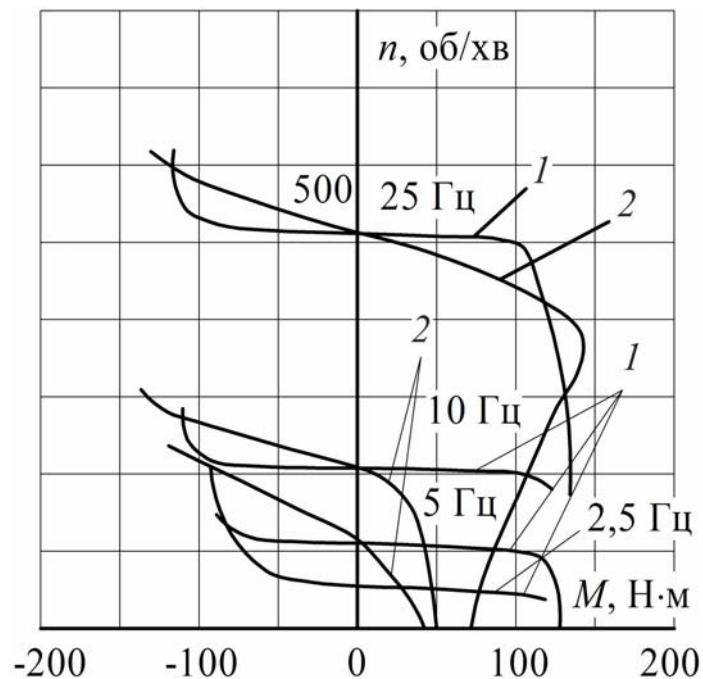


Рис. 3.21. Експериментальні механічні характеристики кранового асинхронного двигуна потужністю 5 кВт при векторному 1 і скалярному 2 видах керування

Навпаки, при векторному керуванні механічні характеристики мають високу жорсткість і постійну перевантажувальну здатність у всьому діапазоні регулювання частоти. Таким чином, найкращим законом керування для кранового електропривода є векторний. Векторне керування здійснюється як у замкненій (з датчиком швидкості) так і в розімкненій бездатчиковій системі. Значення швидкості при цьому визначається за математичною моделлю двигуна. Сучасні ПЧ підтримують обидва типи керування.

Крановий електропривод вимагає невисокого за сучасними мірками діапазону регулювання швидкості, що легко досягається при векторному бездатчиковому керуванні. Єдина думка про доцільність застосування датчика швидкості серед фахівців відсутня. З одного боку застосування датчика швидкості підвищує безпеку роботи електропривода механізму підйому, тому що при будь-яких аварійних режимах або неправильному налагодженні виключається падіння вантажу. Крім того, при несправності механічного гальма

електропривод з датчиком швидкості може виконувати утримання вантажу у піднятому положенні.

З іншого боку, крановий електродвигун з датчиком швидкості суттєво дорожчий за звичайний. В електроприводі мостових кранів електродвигун механізму підйому встановлений на вантажному візку, що переміщується, тому застосування датчика швидкості вимагає передачі сигналу через рухомий струмопідвід. Крім того, при проведенні модернізації із заміною релейно-контакторного електропривода на електропривод з частотним керуванням зазвичай для зниження вартості прагнуть зберегти існуючі двигуни. Конструкція вітчизняних кранових двигунів і компонування механізмів часто не дозволяє змонтувати на них датчик швидкості.

Таким чином, електроприводи з частотним керуванням з датчиком швидкості видається доцільним застосовувати в електроприводі кранів великої вантажопідйомності, що працюють у технологічному циклі або переміщують особливо відповідальні вантажі.

Скалярне керування застосовується зазвичай у багатодвигунових електроприводах, у яких від одного ПЧ живляться кілька електродвигунів.

Через складність і порівняно велику вартість, питання доцільності застосування напівпровідникових перетворювальних пристроїв вирішується на основі техніко-економічного порівняння зі звичайними системами релейно-контакторного типу.

### *3.2.1. Стенд для досліджень електроталі з частотним електроприводом та мікропроцесорним керуванням*

Стенд (рис. 3.22) складається з електричного візка 5 в/п 0,5 т, який пересувається двотавром 2, швидкість руху вимірюється тахогенератором 3, кількість обертів механізму підйому вантажу та механізму пересування візка вимірюється імпульсним датчиком 4, відстань пересування вимірюється приладом 1.

На рис. 3.23 показано електричний візок 1 разом з вимірювальною апаратурою та керуючим пристроєм «Струм» 3 та декодером 2.

На рис. 3.24 показана керуюча та реєструюча апаратура електровізка в/п 0,5 т. До гаку 1 підвішується вантаж, перетворювач напруги 2 живить датчик кута відхилення каната. Частотний перетворювач 3 живить двигуни. Ноутбук 4 слугує для керування та реєстрації даних, Контактор 5 потрібен для комутації електросхеми при ручному керуванні. Аналого-цифровий перетворювач 6 перетворює аналогові сигнали датчиків в цифровий вигляд, пульт керування 7 слугує для ручного керування електричною таллю.

Пускач стану махових мас 8 потрібен для пуску двигуна махових мас прямим підключенням до мережі. Головний вимикач 9 під'єднує стенд до мережі. Лічильник трифазний 10 вимірює споживану і рекуперовану енергію. Додатково до цього використовується цифровий лічильник енергії «Diris A40».

Описаний вище стенд з реєструючим обладнанням дозволяє дослідити зменшення витрат електроенергії, зменшення динамічних навантажень і часу



перевантажувального циклу при застосуванні в приводах вантажопідйомних машин напівпровідникового перетворювача частоти та мікропроцесорної системи для реалізації оптимальних за швидкістю режимів керування. Стенд дозволяє оцінити систему з ручним керуванням.

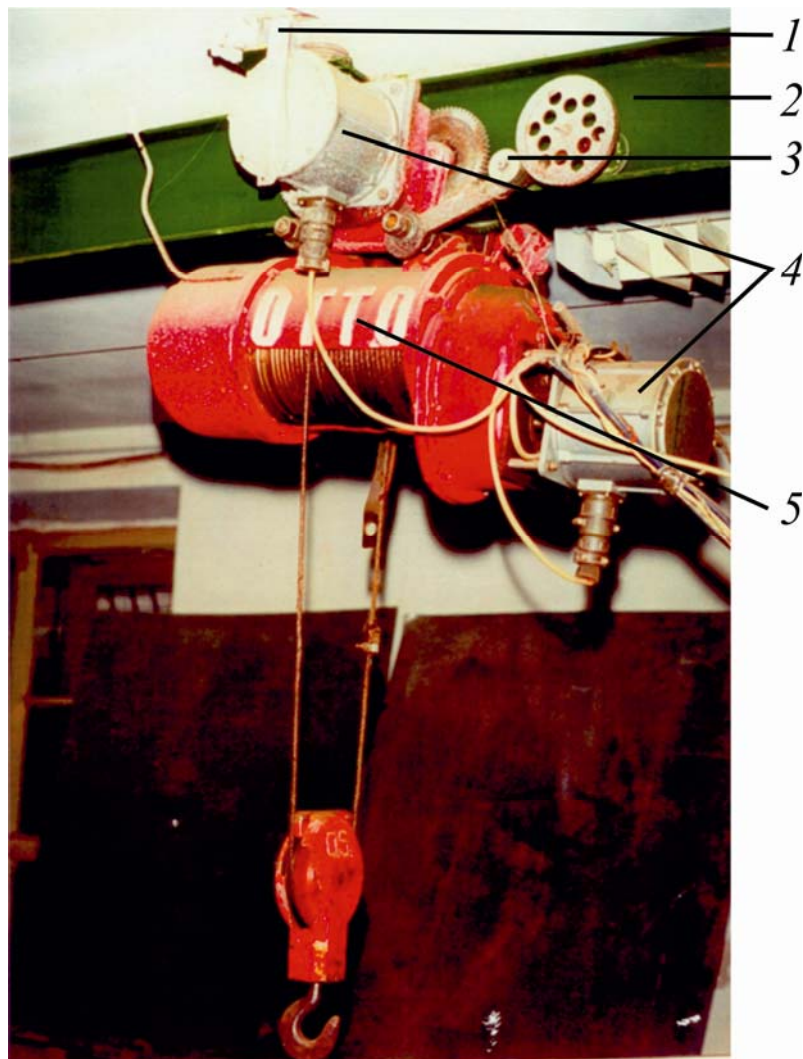


Рис.3.22. Електровізок вантажопідйомність 0,5 т з мікропроцесорним керуванням частотним електроприводом:

- 1 – прилад для вимірювання шляху пересування (кінцевий вимикач ВКМ 380);  
2 – двотавр; 3 – тахогенератор; 4 – імпульсний лічильник обертів;  
5 – електровізок

Дослідженнями встановлено, що застосування частотного привода з новою системою керування дозволяє знизити у 2,5 рази кількість увімкнень приводного електродвигуна і скоротити робочий цикл механізму пересування у 1,5–2,14 рази в залежності від відстані, на яку необхідно перемістити вантаж.

Дослідженнями доведено, що застосування такої системи керування при гальмуванні дозволяє рекуперувати 6–22 % енергії, витраченої при розгоні та 2,5–18 % енергії, витраченої під час пересування на середню робочу відстань в залежності від ваги вантажу, що транспортується.



Рис. 3.23. Електровізок вантажопідйомністю 0,5 т з системою керування:  
1 – електровізок; 2 – блок енкодера з пульсатором; 3 – система керування та реєстрації

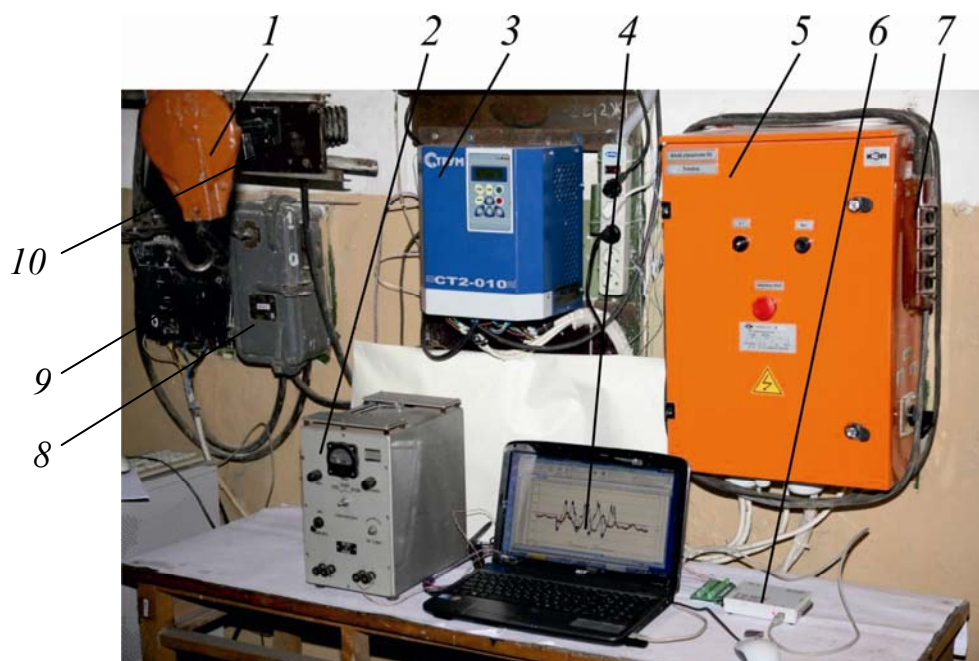


Рис. 3.24. Система керування та реєстрації для випробування електровізка в/п 0,5 т:  
1 – гакова підвіска; 2 – блок живлення; 3 – частотний перетворювач «Струм»;  
4 – ноутбук; 5 – шкаф-реле; 6 – аналого-цифровий перетворювач; 7 – пульт керування  
електровізком; 8 – пускач стенда махових мас; 9 – головний вимикач; 10 – лічильник  
трифазний



### 3.2.2. Стенд для досліджень механізму пересування візка мостового крана в/п 32/5 т з частотним приводом

На рис. 3.25 приведено стенд для випробування механізму пересування візка мостового крана в/п 32/5 т з частотним приводом та натурним електродвигуном МТК 112-6 потужністю 5 кВт та синхронною швидкістю 1000 об/хв.

На цьому стенді можна вимірювати поточну швидкість електродвигуна за допомогою тахогенератора 1, стенд приводиться у дію асинхронним краново-металургійним двигуном з короткозамкненим ротором 2. Статор електродвигуна підвішений у кронштейнах з підшипниками 3, що дозволяє вимірювати крутний момент у статичних режимах з різною швидкістю і різним навантаженням.

За допомогою тензодатчиків крутного моменту 4 вимірюється крутний момент електродвигуна МТК 112-6 у неусталених режимах.

Редуктор 5 слугує для зміни передавального числа, струмознімач 6 передає аналоговий сигнал на аналогово-цифровий перетворювач для подальшої реєстрації на комп'ютері. Махові маси 7 дозволяють привести момент інерції візка крана з вантажем до вихідного вала редуктора. Гальмівний шків 8 сумісно з важелем гальма 9 та вагами 10 дозволяє імітувати статичний момент опору пересуванню кранового візка, що рухається з різним вантажем.

### 3.2.3. Теоретичні дослідження пуско-гальмівних процесів кранового механізму пересування

Характерними режимами роботи кранів є пуск і гальмування. Можливість частотного регулювання швидкості асинхронного двигуна – регулювання шляхом зміни частоти напруги живлення  $f$  – витікає з тієї обставини, що швидкість обертання електромагнітного поля статора, тобто швидкість ідеального холостого ходу  $\omega_0$ , пропорційна частоті напруги живлення

$$\omega_0 = \frac{2\pi \cdot f}{p_n}, \quad (3.8)$$

де  $p_n$  – кількість пар полюсів статора.

Вихідна швидкість  $\omega$ , прискорення  $\dot{\omega}$ , крутний момент  $M$  електродвигуна, потужності, що споживається  $N_{\text{спож}}$  та рекуперується  $N_{\text{рек}}$ , в підсумку залежать від закону зміни в часі частоти струму  $f$  та ряду констант, що характеризують привод та зовнішнє навантаження. У системах керування крановими частотно-регульованими приводами найбільш просто реалізуються наступні зміни частоти струму в часі:

стрибкоподібна зміна:  $f = 0$  при  $t < 0$ ,  $f = f_{\text{уст}}$  при  $t > 0$ ;

лінійна зміна:  $f = 0$  при  $t < 0$ ,  $f = k \cdot t_{\text{уст}}$  при  $t_{\text{уст}} > t > 0$ ,  $f = f_{\text{уст}}$  при  $t > t_{\text{уст}}$ .

Найпростіше рішення, отримуємо за стрибкоподібною зміною частоти  $f$ , що відповідає режиму прямого пуску асинхронного двигуна та може мати місце за миттєвої зміни частоти живлення. Такі режими можуть застосовуватись при

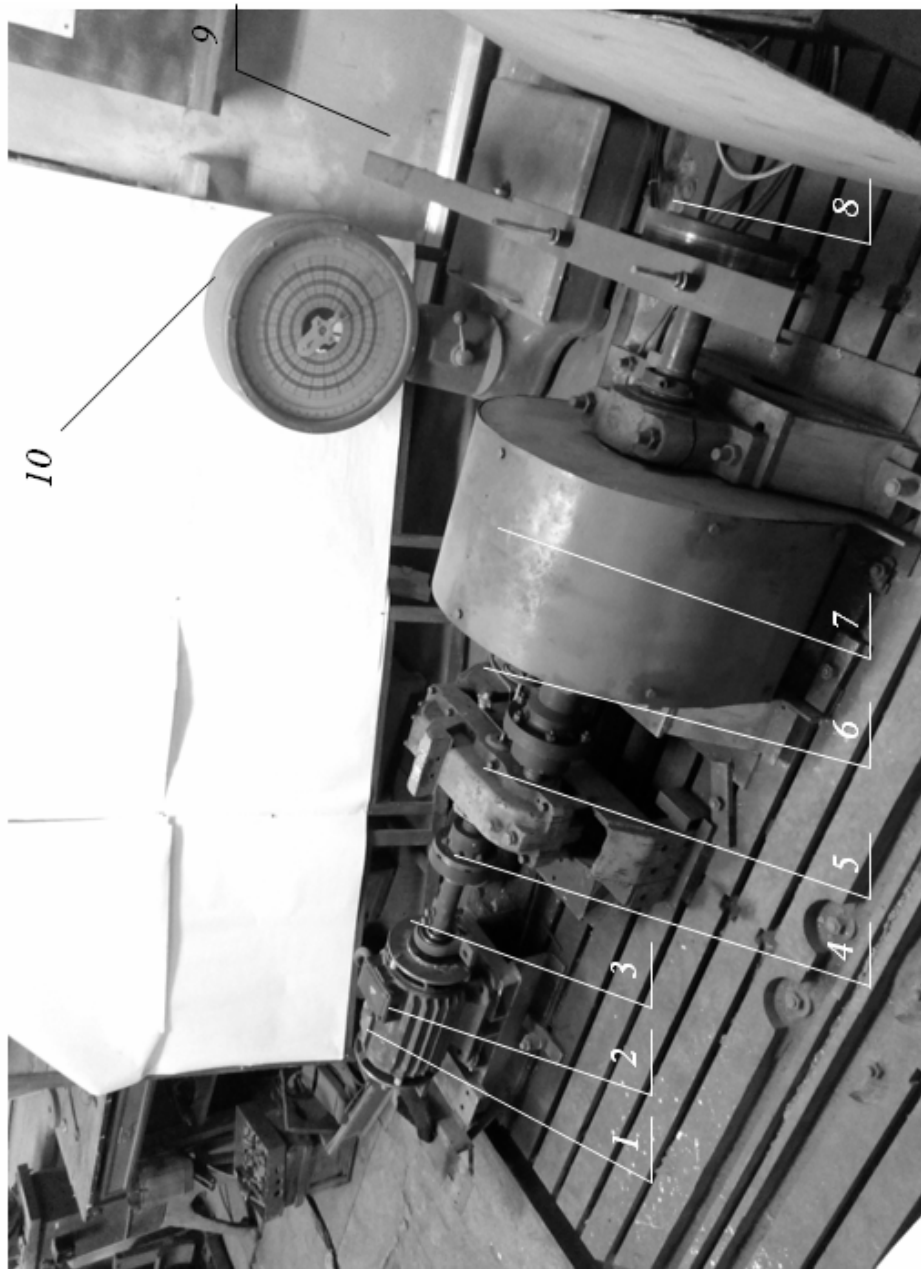


Рис. 3.25. Стенд для випробування кранового частотного привода механізму пересування:

1 – тахогенератор; 2 – електродвигун МТК 112-6; 3 – підшипникова підвіска статора електродвигуна;  
 4 – тензодатчики крутного моменту; 5 – редуктор; 6 – струмомірач; 7 – махові маси; 8 – гальмівний шків;  
 9 – важіль гальма; 10 – ваги крутного моменту

реалізації оптимальних за швидкодією законів керування, однак при цьому втрачаються ті переваги, заради яких впроваджується регульований привод. Виникають негативні фактори, притаманні асин-хронному приводу із прямим пуском короткозамкненого двигуна: кидки струму короткого замикання, крутного моменту і т.д. Лінійна зміна в часі частоти струму  $f$  забезпечується відповідними налаштуваннями частотного перетворювача. Досліджувати пуско-гальмівні процеси будемо на прикладі механізму пересування візка мостового крана в/п 32/5 т, частотний привод якого має відповідні налаштування. Основні характеристики візка мостового крана і механізму пересування зведено до таблиці 3.1.

Дослідимо закони зміни  $\omega$ ,  $M$  за лінійної зміни частоти струму  $f$ . Щоб зосередити увагу на характері перехідних процесів, представимо механізм пересування візка у вигляді одномасової динамічної моделі (рис. 3.26) з абсолютно жорстким зв'язком.

Така схема може бути використана при розгляді роботи крана з піднятим вантажем на максимальну висоту. У відповідній до цієї умови схемі електропривода з лінійною механічною характеристикою частота струму статора  $f$  визначає значення ідеального холостого ходу  $\omega_0$  і є узагальнювальним керуючим впливом.

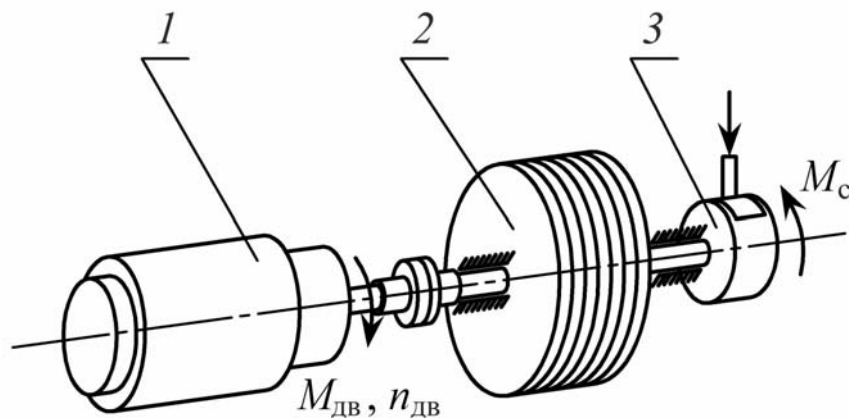


Рис. 3.26. Приведена одномасова схема механізму пересування візка мостового крана:

1 – електродвигун; 2 – приведений до вала двигуна момент інерції механізму;  
3 – приведений до вала двигуна статичний момент

Електромеханічні перехідні процеси в досліджуваній системі описуються системою рівнянь (3.9). Перше рівняння системи є рівнянням механічної характеристики двигуна, а друге – рівнянням руху електропривода [6]:

$$\begin{cases} M = \beta \cdot (\omega_0 - \omega) - T_e \frac{dM}{dt}; \\ M - M_{ст} = J_{\Sigma} \frac{d\omega}{dt}, \end{cases} \quad (3.9)$$

де  $M$  – поточний крутний момент двигуна;  $\omega$  – поточна кутова швидкість;  $\beta$  – коефіцієнт жорсткості механічної характеристики;  $\omega_0 = \frac{2\pi}{p} f$  – швидкість ідеального холостого ходу;  $T_e$  – електрична стала;  $J_\Sigma$  – сумарний момент інерції, приведений до валу двигуна,  $M_{ст}$  – сумарний момент статичний, приведений до валу двигуна.

Вирішемо друге рівняння системи відносно моменту  $M$  і підставимо цей вираз у перше рівняння. Враховуючи, що вплив електромагнітної інерції є незначним (тобто  $T_e \approx 0$ ), отримаємо диференціальне рівняння системи у вигляді

$$T_M \cdot \frac{d\omega}{dt} + \omega = \omega_0 - \frac{M_{ст}}{\beta}, \quad (3.10)$$

де  $T_M = J_\Sigma / \beta$  – електромеханічна стала часу.

Розглянемо процес розгону привода за лінійної зміни частоти  $f$ . Розв'язок рівняння (3.10) складається із загального розв'язку однорідного рівняння  $\omega_3(t)$  й часткового розв'язку неоднорідного рівняння  $\omega_q(t)$

$$\omega(t) = \omega_3(t) + \omega_q(t);$$

Загальний розв'язок однорідного рівняння

$$\omega_3(t) = \alpha \cdot e^{-t/T_M}.$$

Частковий розв'язок неоднорідного рівняння має вигляд

$$\omega_q(t) = \frac{1}{T_M} \cdot e^{-t/T_M} \cdot \int_0^t e^{t/T_M} \cdot \omega(t) \cdot dt. \quad (3.11)$$

Встановлено, що  $\omega(t)$  при розгоні має 3 ділянки:  $0 \leq t \leq \tau$ ,  $\tau \leq t \leq t_{уст}$  і  $t_{уст} < t$ . Де  $\tau = \frac{M_{ст} \cdot t_{уст}}{\beta \cdot 2 \cdot \pi \cdot f_{уст} / p}$  – час на протязі якого привод не починає рухатися внаслідок дії статичного моменту;  $f_{уст}$  – кінцеве значення частоти струму;  $t_{уст}$  – час, за який частота струму змінюється від початкового до кінцевого значення.

Розглянемо поведінку  $\omega(t)$  на цих ділянках, які називаються також етапами руху:

1)  $0 \leq t \leq \tau$ . На цьому етапі  $\omega(t) = 0$ . Фізичний зміст цього виразу полягає в тому, що швидкість електродвигуна буде дорівнювати нулю до тих пір, поки під дією певної величини  $f_{зр}$  двигун не подолає момент статичного опору, тобто  $\omega_0 - M_{ст}/\beta$  стане більше «0».

2)  $\tau \leq t \leq t_{\text{уст}}$ :

$$\omega(t) = \frac{1}{T_M} e^{-\frac{t}{T_M}} \left[ \frac{\frac{2\pi}{p} f_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} T_M^2 e^{t/T_M} \left( \frac{t}{T_M} - 1 \right) - \frac{M_{\text{ст}}}{\beta} T_M e^{t/T_M} - \right. \\ \left. - \frac{\frac{2\pi}{p} f_{\text{уст}}}{t_{\text{уст}}} T_M^2 e^{\tau/T_M} \left( \frac{\tau}{T_M} - 1 \right) + \frac{M_{\text{ст}}}{\beta} T_M e^{\tau/T_M} \right]; \quad (3.12)$$

3)  $t_{\text{уст}} < t$ :

$$\omega(t) = e^{-(t-t_{\text{уст}})/T_M} \cdot \omega_{\text{уст}} + \left( \frac{2\pi}{p} f_{\text{уст}} - \frac{M_{\text{ст}}}{\beta} \right) \cdot \left( 1 - e^{-(t-t_{\text{уст}})/T_M} \right), \quad (3.13)$$

де  $\omega_{\text{уст}}$  – значення швидкості, знайдене за формулою (3.12) при  $t = t_{\text{уст}}$ .

Результат комп'ютерного розрахунку [7] зміни параметрів механізму пересування візка крана у процесі розгону наведено на рис. 3.27. Час розгону обрано таким чином, щоб він наближено співпадав із часом відпрацювання усіх ступенів резисторів двигуна з фазним ротором, якби його було встановлено на даному механізмі.

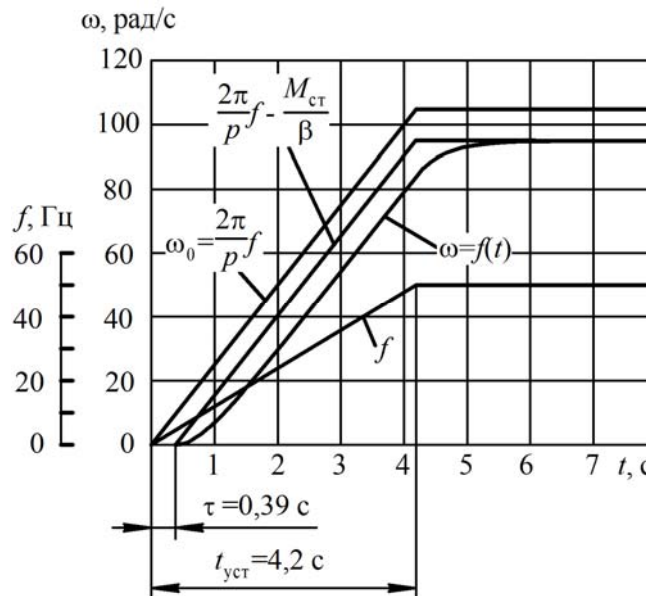


Рис. 3.27. Зміна частоти струму  $f$ , швидкості ідеального неробочого ходу  $\omega_0$  і швидкості обертання вала двигуна  $\omega = f(t)$  в період розгону

Розглянемо процес гальмування асинхронного привода за лінійної зміни частоти  $f$ :  $f(t) = f_{\text{уст}} \cdot (1 - t/t_{\text{уст}})$ . Зменшення  $f(t)$  буде тривати до  $\tau_1 = \left[ \left( -M_{\text{ст}} / \beta + 2 \cdot \pi \cdot f_{\text{уст}} / p \right) \cdot t_{\text{уст}} \right] / \left( 2 \cdot \pi \cdot f_{\text{уст}} / p \right)$  – моменту часу, коли частота струму приймає кінцеве значення  $f = 0$ .

Загальний розв'язок рівняння (3.3) для випадку гальмування, аналогічно до розгону, будемо шукати у вигляді

$$\omega(t) = \omega_3(t) + \omega_4(t);$$

Зазначимо, що на початку гальмування при  $t = 0$

$$\omega(0) = \omega_{0\text{уст}} - M_{\text{ст}} / \beta.$$

Загальний розв'язок однорідного рівняння  $\omega_3(t) = \left( \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{p} - \frac{M_{\text{ст}}}{\beta} \right) \cdot e^{-t/T_M}$ .

Частковий розв'язок неоднорідного рівняння для кожної з ділянок  $0 \leq t \leq \tau_1$  та  $t \geq \tau_1$  буде різним:

1)  $0 \leq t \leq \tau_1$ :

$$\begin{aligned} \omega(t) &= \left( \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{p} - \frac{M_{\text{ст}}}{\beta} \right) \cdot e^{-t/T_M} + \omega_1(t) = \\ &= \left( \frac{2 \cdot \pi}{p} f_{\text{уст}} - \frac{M_{\text{ст}}}{\beta} \right) \cdot e^{-t/T_M} - \frac{2 \cdot \pi \cdot f_{\text{уст}}}{p \cdot t_{\text{уст}}} T_M \left( \frac{1}{T_M} - 1 + e^{-t/T_M} \right); \end{aligned} \quad (3.14)$$

2)  $t > \tau_1$

$$\omega(t) = e^{-t/T_M} \cdot \left( \left( \frac{2 \cdot \pi}{p} \cdot f_{\text{уст}} - \frac{M_{\text{ст}}}{\beta} \right) + e^{\tau_1/T_M} \cdot \omega_1(\tau_1) \right), \quad (3.15)$$

де  $\omega(\tau_1)$  – швидкість валу електродвигуна наприкінці першого періоду гальмування.

Результат комп'ютерного розрахунку зміни параметрів механізму пересування візка крана в період гальмування наведено на рис. 3.28.

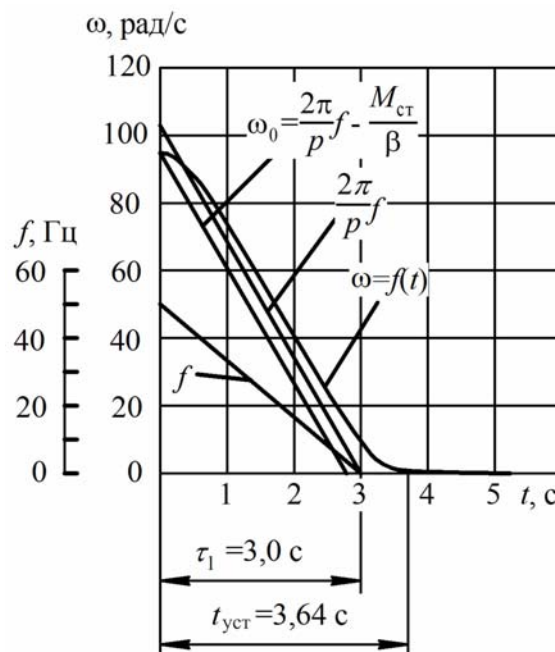


Рис. 3.28. Зміна частоти струму  $f$ , швидкості ідеального неробочого ходу  $\omega_0$  і швидкості обертання валу двигуна  $\omega = f(t)$  в період гальмування

Як видно з рис. 3.27, для досліджуваного привода зміну швидкості у процесі розгону приймаємо лінійною. Перехідний процес можна вважати наближено закінченим при  $t_{\text{пот}} = t_{\text{уст}}$ , оскільки в цей період часу величина поточної швидкості  $\omega_{\text{пот}}$  досягає 95 % від величини усталеної швидкості  $\omega$ . Це тим більш справедливо, чим більшою є величина  $t_{\text{уст}}$ .

Як видно з рис. 3.28, вище вказане є слушним і для періоду гальмування привода, тобто перехідний процес для досліджуваного привода, практично закінчується до часу  $\tau_1$ . Зміна швидкості в часі носить лінійний характер.

Динамічні характеристики електродвигунів мають особливості, пов'язані з комутаційними явищами при ввімкненні, які полягають у пульсаціях моменту, в результаті чого максимальне значення електромагнітного моменту перевищує момент короткого замикання (пусковий момент двигуна). В теорії електропривода прийнято описувати електромагнітний момент асинхронного електродвигуна системою диференціальних рівнянь для потокозчеплення, як це зроблено, наприклад, у [8, 6]. Однак у нашому випадку для моделювання реального механізму такий підхід є неприйнятним, через необхідність врахування великої кількості непаспортних величин. Навіть за наявності названих величин, внаслідок неминучих їх похибок у результаті моделювання виходить значна похибка основної складової моменту.

Тому задля визначення характеру зміни крутного моменту на валу електродвигуна у процесі розгону при застосуванні частотно-регульованого привода досліджуваного механізму і подальшого порівняння його з характером зміни крутного моменту на валу електродвигуна при застосуванні двигуна з фазним ротором, що є традиційним для кранових механізмів, розв'язуємо друге рівняння системи (3.9) відносно моменту. При розгоні будемо мати

$$M = J_{\Sigma} \dot{\omega} + M_{\text{ст}}, \quad (3.16)$$

а при гальмуванні

$$M = J_{\Sigma} \dot{\omega} - M_{\text{ст}}. \quad (3.10)$$

Аналіз виразів (3.16), (3.17) при підстановці в них раніше знайдених значень  $\omega$  показує, що в загальному випадку максимальна величина моменту на валу електродвигуна виникає при  $t = t_{\text{уст}}$  та  $t = \tau_1$  при пуску та гальмуванні відповідно.

На рис. 3.29 зображено зміну крутного моменту на валу електродвигуна механізму пересування візка крана на фоні механічних характеристик, які проходить привод на перехідних етапах роботи.

Зміна прискорення у процесі розгону привода (на ділянці  $\tau \leq t \leq t_{\text{уст}}$ ) може бути знайдена шляхом диференціювання виразу (3.12). При цьому отримаємо

$$\dot{\omega}(t) = \frac{2 \cdot \pi \cdot f_{\text{уст}}}{p \cdot t_{\text{уст}}} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{\tau}{T_{\text{м}}} - 1 \right) \cdot e^{(\tau-t)/T_{\text{м}}} \right] - \frac{1}{T_{\text{м}}} \cdot \frac{M_{\text{ст}}}{\beta} e^{(\tau-t)/T_{\text{м}}}; \quad (3.18)$$



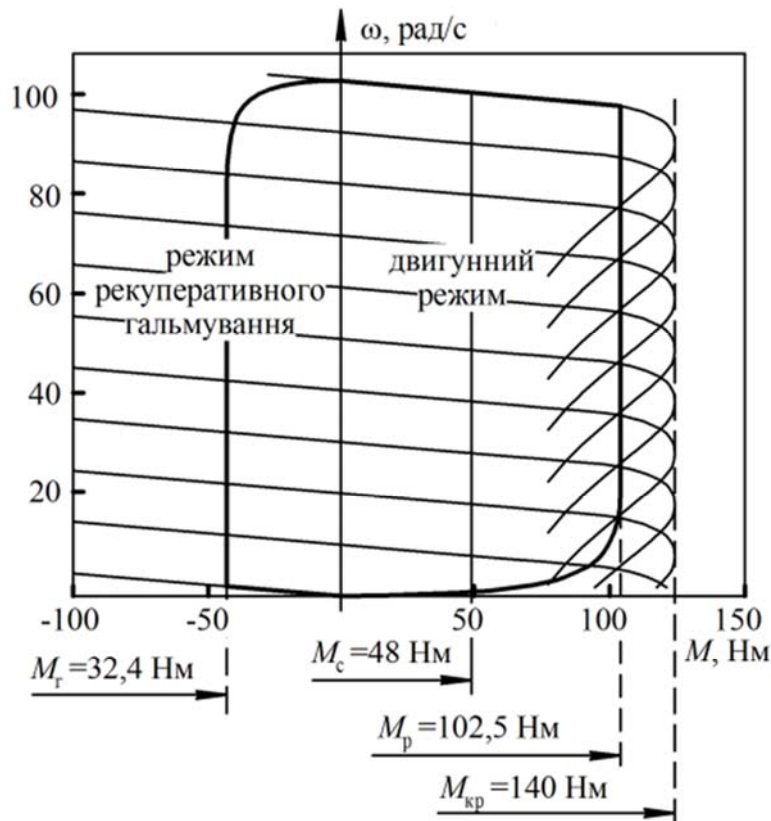


Рис. 3.29. Графіки зміни крутного моменту електродвигуна у процесі розгону і гальмування з переходом в рекуперативний режим

Зміна прискорення у процесі гальмування привода на ділянці  $0 \leq t \leq \tau_1$  може бути знайдена диференціюванням виразу (3.14)

$$\dot{\omega}(t) = -\frac{2 \cdot \pi \cdot f_{уст}}{p \cdot t_{уст}} \left(1 - e^{t/T_M}\right); \quad (3.19)$$

Раніше наведеними формулами для розрахунку крутного моменту на валу електродвигуна в періоди розгону і гальмування (3.16), (3.17) зручно користуватися, якщо спочатку було отримано поточні значення  $\omega$  для  $M_{дв розг}$  і  $M_{дв гальм}$ . Якщо значення  $\omega$  не було отримано, то доцільно користуватися формулами з урахуванням значень прискорень на відповідних ділянках.

З урахуванням виразів (3.18), (3.19) можна отримати

$$M_{дв розг} = J_{\Sigma} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot f_{уст}}{p \cdot t_{уст}} \cdot \left( \left[ 1 + \left( \frac{\tau}{T_M} - 1 \right) \cdot e^{\frac{\tau-t}{T_M}} \right] - \frac{1}{T_M} \cdot \frac{M_{ст}}{\beta} \cdot e^{\frac{\tau-t}{T_M}} \right) + M_{ст}; \quad (3.20)$$

$$M_{дв гальм} = J_{\Sigma} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot f_{уст}}{p \cdot t_{уст}} \cdot \left( 1 - e^{t/T_M} \right) - M_{ст}. \quad (3.21)$$

Найбільший інтерес для розрахунку являють собою величини максимальних моментів, що розвиває електродвигун у перехідних процесах. Ці величини можна отримати підстановкою в формулу (3.20) значення  $t = t_{уст}$ , а у формулу (3.21) – значення  $t = \tau_1 \approx t_{уст}$ . Для кранових приводів приймемо у цей момент у формулі (3.20)  $\omega \approx \omega_0$ , а у формулі (3.21)  $\omega \approx 0$ , що впливає з раніше наведених пояснень до графіків на рис. 3.27 і 3.28. Якщо з міркувань точності прийняті припущення не застосовні, то для отримання розв'язку у формулу (3.20) замість  $\omega$  повинен бути підставлений вираз (3.12), а в формулу (3.21) замість  $\omega$  – вираз (3.14). Необхідність у цьому може виникнути при розрахунку перехідних процесів у приводах, де час перехідних процесів вимірюється десятими частками секунди.

Щоб показати, як змінюється крутний момент на валу двигуна, за отриманими залежностями, чисельно розрахована зміна в часі крутного моменту (рис. 3.30) на валу двигуна МТН-112-6 механізму пересування візка крана при частотному регулюванні швидкості без застосування додаткового опору в роторі (крива 1). Для порівняння розрахована зміна крутного моменту того ж двигуна при реостатному регулюванні швидкості (крива 2) з включенням ступенів додаткового опору в ланцюзі ротора.

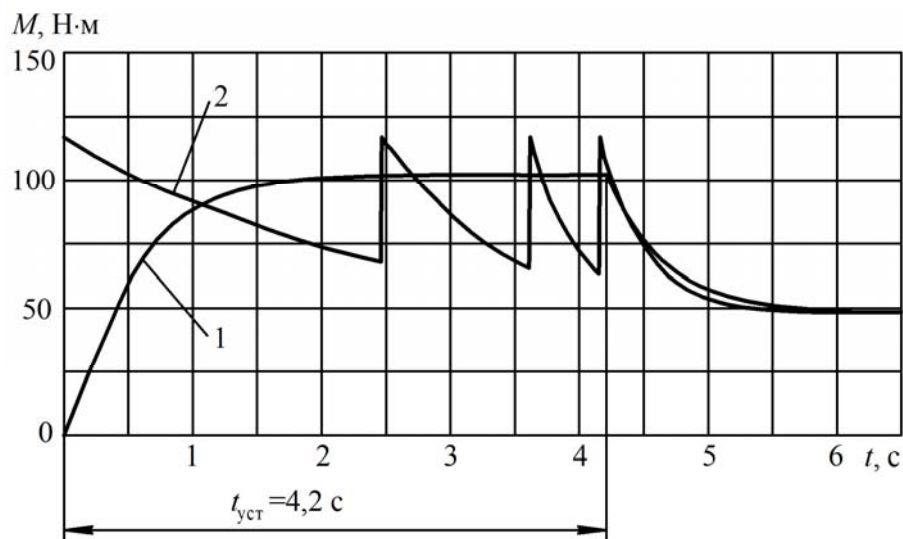


Рис. 3.30. Графіки зміни в часі крутного моменту на валу електродвигуна МТН-112-6 у процесі розгону механізму пересування візка мостового крана:

- 1 – при короткозамкненому роторі і частотно-регульованому приводі;  
2 – при реостатному регулюванні швидкості

Як видно з аналізу графіків на рис. 3.30, при частотному регулюванні швидкості перехідні процеси для досліджуваного привода протікають, в основному, за постійної величини крутного моменту на валу електродвигуна за лінійної зміни частоти струму. Перехідні процеси характеризуються плавним зростанням крутного моменту. Величина крутного моменту буде зростати до періоду  $t = t_{уст}$ , а потім різко спадати, тобто при  $t = t_{уст}$  ( $t = \tau_1$ ) будемо мати точку зламу у графіках зміни моменту електродвигуна.

З порівняння кривих 1 і 2 (рис. 3.30) випливає, що частотне регулювання швидкості має перевагу порівняно з асинхронним двигуном з фазним ротором, оскільки за однакових значень середньопускового моменту у першому випадку момент зростає плавно, а в другому миттєво прикладається максимальне значення крутного моменту, що є негативним, з точки зору терміну служби елементів механізму і металоконструкції крану. При цьому максимальне значення крутного моменту при застосуванні частотно-регульованого приводу менше щонайменше на 10 % ніж при використанні двигуна з фазним ротором.

Проведені дослідження показали, що застосування частотного регулювання швидкості у приводах кранових механізмів дозволяє: здійснити розгін веденої маси з майже безударним навантаженням, що сприятливо позначається на роботі вузлів механізму та збільшує їх термін служби; здійснити безступеневий розгін, на відміну від ступеневого розгону з приводом від асинхронного двигуна з фазним ротором.

#### *3.2.4. Оцінка збільшення терміну служби металоконструкції кранів при застосуванні частотного приводу*

Термін служби кранів складає десятки років. Витрати коштів, праці і матеріалів на підтримку і відновлення робочого стану машини за повний термін служби в 5–10 разів перевищують видатки на її виготовлення. За даними наведеними в [9], витрати на технічне обслуговування і ремонт деяких типів мостових кранів досягають їх вартості за 15 місяців, баштових кранів і навантажувачів за 1 рік. Кран, що вийшов з ладу може бути важливою ланкою технологічного процесу (наприклад, ливарний кран, чи кран в порту). Відмова такого крану, може порушити процес виробництва. Через це виникнуть додаткові збитки, що можуть навіть перевищити вартість відновлення працездатності крана.

Довговічність кранів пов'язана з їх навантаженнями. Найбільші навантаження виникають в періоди неусталеного руху механізмів, тобто при пусках і гальмуваннях. Величини динамічних навантажень суттєво залежать від способу керування приводами.

При керуванні за допомогою кулачкових контролерів, яке часто зустрічається в старих кранах, динамічні навантаження можуть бути досить високими і значною мірою залежать від кваліфікації оператора. Сучасні приводи з системами керування на базі частотних перетворювачів забезпечують процеси розгону-гальмування механізмів з заданими значеннями прискорень [10].

Не дивлячись на те, що частотно-регульований привод останнім часом широко застосовується в кранових механізмах, є питання які ще не знайшли достатнього відображення ні в вітчизняній, ні в закордонній літературі. Одним з таких питань є збільшення довговічності металоконструкцій кранів. Дані виробників кранового обладнання і інформація щодо збільшення терміну служби при переході від традиційного приводу з фазним ротором на частотно-регульований базуються на загальних уявленнях про динаміку приводів з

плавним пуском і гальмуванням та відомостях з загальної теорії електроприводу.

Несучі елементи та приводи кранів піддаються постійному впливу напружень різної величини, що приводить до утоми.

Мости кранів відносяться до широкого класу механічних систем, що сприймають дію рухомого навантаження і руйнуються від накопичення пошкоджень. В роботі [11] було проведено оцінку надійності балок запроектованих суворо у відповідності до норм, з урахуванням накладених на балку умов міцності і місцевої стійкості. Аналіз показав, що «міцні» балки можуть виявитися ненадійними за критерієм витривалості.

На відміну від суто міцнісного руйнування деталі, що відбувається за короткий проміжок часу, її утомне руйнування готується впродовж усього терміну її роботи внаслідок змін у внутрішній структурі матеріалу деталі.

Схематично процес утомного руйнування деталі можна розглядати як поступове накопичення одиничних утомних пошкоджень –  $\Delta d$ , що знижують несну здатність деталі.

Найбільш простий опис цього процесу запропоновано Вейбулом [12]. Відповідно до припущення Вейбула, накопичене при  $N$  циклах навантажень утомне пошкодження  $d_N$  складає

$$d_N = \sum_1^N \Delta d = kN \quad (3.22)$$

де  $\Delta d$  – одиничне утомне пошкодження при одному циклі навантажень;  $k = \operatorname{tg} \alpha$  – інтенсивність накопичення утомних пошкоджень.

На рис. 3.31, через співвідношення між  $d_n$ ,  $N$  і  $\operatorname{tg} \alpha$ , показані  $N_p^{(1)} \dots N_p^{(n)}$  – кількості циклів, за які настає пришвидшене утомне руйнування в  $n$  однакових деталях за різних напружень.

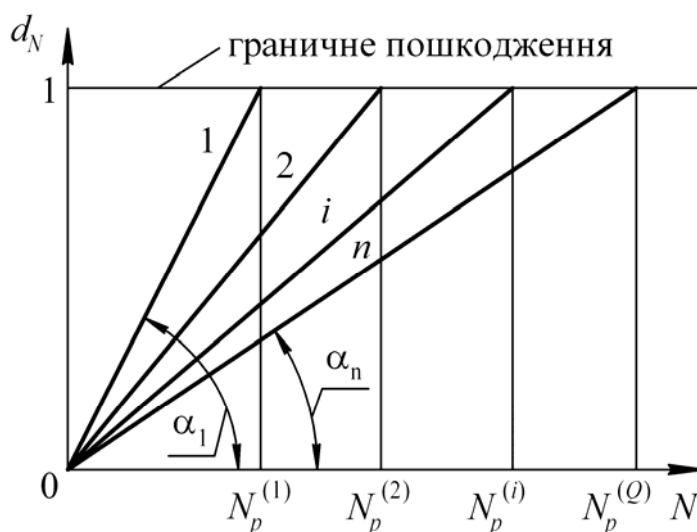


Рис. 3.31. Схема накопичення утомних пошкоджень за Вейбулом

У [10] показано, що 80–95 % пошкоджень створюють цикли з напруженням близьким до максимального, яке може виникати в моменти дії максимальних навантажень. Найбільші навантаження виникають у періоди неусталеного руху механізмів, тобто при пусках і гальмуваннях. Динамічні навантаження виникають в такі періоди роботи, коли швидкість руху крана або вантажу змінюється за абсолютним значенням або напрямком. Величина динамічних навантажень суттєво залежить від способу керування приводами.

Проф. Казак С.А. [13] приводить аналіз результатів досліджень впливу характеру зміни рушійної сили привода на величину найбільших динамічних навантажень. Встановлено, що величина динамічної надбавки визначається головним чином часом зростання моменту двигуна від нуля до найбільшого значення. Чим менше цей час, тим ближче динамічна добавка до подвоєної сили інерції «вільної» маси. Чим більше цей час, тим слабше дія динамічної надбавки.

Електричні двигуни створюють рушійну силу практично миттєво. При дослідженні впливу характеру рушійної сили, що з'являється миттєво на динамічні навантаження пружної динамічної системи Комаров М.С. [14] дійшов висновку, що величина найбільшого динамічного навантаження майже не залежить від характеру зміни рушійної сили, а визначається в основному її початковою величиною.

Порівнюємо характер зміни крутного моменту на валу приводного двигуна за частотного керування і двигуна з фазним ротором на основі розрахунків і експериментальних даних (осцилограма зміни в часі крутного моменту). Для частотно-регульованого приводу і двигуна з фазним ротором величина середньопускового моменту однакова.

Порівняльний аналіз показує вигреш в динаміці руху частотного приводу за рахунок плавного зростання крутного моменту, майже від нуля, порівняно з другим випадком, коли від самого початку до механізму прикладається максимальний крутний момент. На протязі усього розгону, максимальне значення крутного моменту за частотного приводу менше на 10 %.

Аналізуючи механічні характеристики привода з частотним керуванням й порівнюючи їх з аналогічними для регульованого об'ємного кранового гідроприводу ми робимо висновок, що вони (характеристики) мають повністю схожий вигляд при роботі в I та II квадрантах. Тому можливо припустити, що поведінка цих приводів в режимі двигуна і генератора аналогічні і відповідно, навантаження будуть також аналогічні.

Спираючись на приведені дані можна зробити висновок, що застосування в кранових механізмах частотного приводу приводить до зменшення динамічних навантажень. Такі висновки, підтверджуються результатами натурального експерименту [15, 16]. Ґрунтуючись на тензо-метричних випробуваннях мостового крану з гідростатичним приводом механізму пересування доведено, що динамічні навантаження за умов застосування регульованого гідростатичного приводу менші в 1,4–1,7 і 1,9–2,1 разів при розгоні і гальмуванні відповідно, ніж при застосуванні електромеханічного приводу з фазним ротором.

Щоб оцінити збільшення терміну служби металоконструкції крану при заміні традиційного до недавнього часу для підйомно-транспортної техніки електромеханічного приводу з фазним ротором, або з коротко-замкненим ротором, що також зустрічається на кранах малої вантажо-підйомності на частотно-регульований привод, скористаємося кривою втоми (крива Вьолера). Крива втоми відображає залежність довговічності деталі чи вузла конструкції від рівня діючих напружень при стаціонарному навантаженні і являє собою результат ступеневого випробування зразка з симетричним або віднульовим знакозмінним навантаженням (рис. 3.34) [17]. В кранах, а також в інших підйомно-транспортних машинах режими силових навантажень носять явно нестационарний характер. Тому припустимо максимальне напруження є більшим при однаковому числі циклів напруження (точки  $A$  і  $B$  на рис. 3.34). Цей взаємозв'язок представлений кривою витривалості [18].



Рис. 3.34. Схема кривої втоми за логарифмічною шкалою

Похилу ділянку кривої втоми, що характеризує область експлуатаційної витривалості від точки переходу з малоциклового руйнування  $C$  до точки переходу в зону необмеженої витривалості  $D$  описують рівнянням

$$\sigma^m \cdot N = \text{const} \quad (3.23)$$

де  $m$  – показник ступеню похилої ділянки кривої втоми,  $m = \text{ctg} \varphi$ .

Для визначення координат точки на кривій втоми використовують залежність

$$\sigma^m \cdot N = \sigma_{RK}^m \cdot N_0 \quad (3.24)$$

де  $\sigma$  і  $N$  – координати довільної точки на похилій ділянці кривої втоми;  $\sigma_{RK}$  – напруження обмеженої довговічності при числі циклів до руйнування  $N_0 = 2 \cdot 10^6$ .

Кожна крива витривалості побудована таким чином, що можуть бути повністю визначені всі цикли напруження як експериментально так і через моделювання можливих циклів навантаження.

Для оцінки досяжної витривалості конструктивного елементу, мають значення кількість та величина окремих навантажень з яких складається сукупність навантажень. Відповідно до гіпотези Палмгрена-Майнера, сумарне пошкодження від деякої кількості циклів з різними параметрами визначається як сума

$$d = \sum_i \frac{z_i}{N_i} \quad (3.25)$$

де  $z_i$  – число циклів навантаження з максимальним напруженням  $\sigma_i$  і коефіцієнтом асиметрії циклу  $R_i$ ;  $N_i$  – число циклів до руйнування при стаціонарному навантаженні зі вказаними параметрами.

Умова не виникнення утомного руйнування відповідно до цієї гіпотези має вигляд

$$d < U \quad (3.26)$$

де  $U$  – значення граничного пошкодження. При цьому з ймовірністю 0,9 для деталей без зварних з'єднань  $U = 0,5 \div 5$ , а для зварних вузлів  $U = 0,5 - 1,5$  [10].

Гіпотеза лінійного підсумовування пошкоджень дає можливість вирішити два завдання, що виникають при розрахунку конструкцій: виконати заміну (приведення) стаціонарного процесу навантаження з коефіцієнтом асиметрії циклу  $R_i$  еквівалентним за створюваним утомним пошкодженням процесу з іншим значенням коефіцієнту  $R$  і замінювати нестаціонарний процес циклічного навантаження стаціонарним процесом, еквівалентним за створюваним утомним пошкодженням.

Таким чином, щоб скористатися кривою утоми, необхідно привести напруження асиметричних циклів навантаження, які виникають при частотному приводі  $\sigma_{\text{част}}$  і реостатному  $\sigma_{\text{фазн. рот.}}$  до еквівалентних симетричним  $\sigma_{\text{екв част}}$  і  $\sigma_{\text{екв фазн. рот.}}$  [19]

$$\sigma_{\text{екв}} = \begin{cases} \sigma_{\text{max}} + \psi \cdot \sigma_m & \text{при } \sigma_m > 0 \\ \sigma_{\text{max}} & \text{при } \sigma_m \leq 0 \end{cases} \quad (3.27)$$

де  $\sigma_{\text{max}}$  – максимальне напруження циклу;  $\sigma_m$  – середнє напруження циклу;  $\psi$  – коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу.

Враховуючи, що для зварних вузлів  $\psi \approx 0 \div 0,1$  [10], в першому наближенні припустимо, що  $\sigma_{\text{екв част}} = \sigma_{\text{max част}}$ , а  $\sigma_{\text{екв фазн. рот.}} = \sigma_{\text{max фазн. рот.}}$ , тобто  $\psi = 0$  для формули (3.27). Таке припущення дозволить зробити загальні висновки не розглядаючи конкретного випадку навантаження.

Величина еквівалентного напруження дорівнює максимальному напруженню циклу, яке виникає під дією найбільших навантажень в пуско-



гальмівних режимах. Оскільки найбільші навантаження при застосуванні частотного приводу менші принаймні в 1,1 разів (хоча натурні експерименти на діючому крані з приводом механізму пересування, що має аналогічні механічні характеристики показують що вони менші в 1,4 рази при розгоні і в 1,9 – при гальмуванні) ніж при традиційному з фазним ротором, зробимо припущення, що еквівалентне напруження циклу при переході на частотний привод буде також менше принаймні на 10 % ( $\sigma_{\text{екв}}^{\text{фазн. рот}} / \sigma_{\text{екв}}^{\text{част}} = 1,1$ ).

Для оцінки збільшення довговічності введемо величину

$$e_1 = \frac{N_{\text{частотн}}}{N_{\text{фазн. рот}}}, \quad (3.28)$$

яка буде відображати співвідношення граничної кількості циклів до руйнування при застосуванні частотного приводу  $N_{\text{частотн}}$  до граничної кількості циклів при застосуванні двигуна з фазним ротором  $N_{\text{фазн. рот}}$ . Тобто введена величина  $e_1$  буде показувати у скільки разів збільшиться термін служби вузла металоконструкції (рис. 3.35). При цьому за термін служби вузла металоконструкції будемо вважати кількість циклів навантаження до руйнування  $N$ , яке для кранів пропорційне числу циклів роботи крану [10].

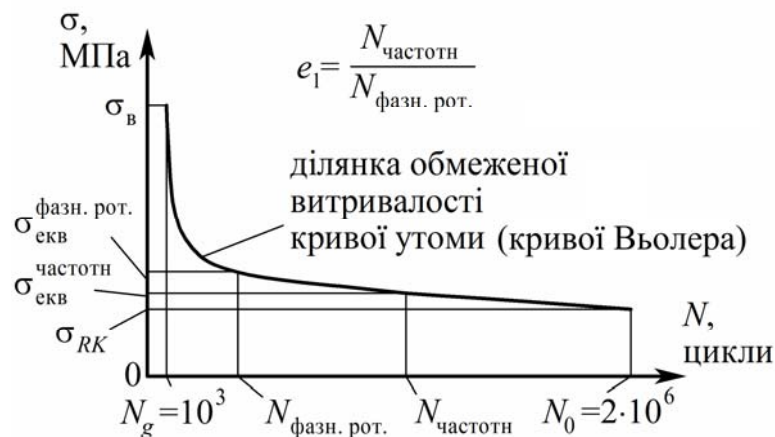


Рис. 3.35. Схема оцінки збільшення кількості циклів до руйнування

Щоб оцінити у скільки разів збільшиться при цьому допустима кількість циклів навантаження металоконструкції крану, розглянемо групи зварних вузлів за ступенем концентрації напружень в основному металі 4–10. Такі вузли характерні для переважної більшості металоконструкцій кранів. Матеріал приймемо Ст3 за ГОСТ 14637-89 і 535-88 ( $\sigma_b < 400$  МПа), який також є досить розповсюдженим.

Для визначення довговічності вузла  $N$  необхідно мати опис утомної кривої. Скористаємось способом визначення межі витривалості на довільній базі і наступними припущеннями [10]:

– похила ділянка утомної кривої описується рівнянням (3.24);

– усі утомні криві перетинаються в точці з координатами  $N_g = 1000$  циклів;  $\sigma_g = \sigma_b$  (рис. 3.35);

– база всіх утомних кривих для зварних з'єднань має значення  $N_* = 5 \cdot 10^6$  циклів.

На основі цих припущень, межа витривалості на довільній базі  $N$

$$\sigma_{RKN} = \begin{cases} \sigma_{RK} \sqrt[m]{N_0/N}, & \text{якщо } N \leq N_* \\ \sigma_{RK} \sqrt[m]{N_0/N_*} = \sigma_{RK} \sqrt[m]{0,4}, & \text{якщо } N > N_* \end{cases},$$

де  $N_0 = 2 \cdot 10^6$  циклів;  $m$  – показник ступеню утомної кривої, який розраховується за наступною залежністю [10]

$$m = \frac{3,3}{\lg \sigma_b - \lg \sigma_{RK}}. \quad (3.29)$$

Таким чином, довговічність вузла  $N$  при коефіцієнті асиметрії циклу навантаження  $R$  і довільному рівні максимальних напружень циклу  $\sigma$

$$N = \begin{cases} N_0 (\sigma_{RK} / \sigma)^m, & \text{якщо } \sigma_m \geq \sigma \geq \sigma_{RK} \sqrt[m]{0,4} \\ \infty, & \text{якщо } \sigma < \sigma_{RK} \sqrt[m]{0,4} \end{cases}$$

За описаним правилом розрахуємо координати характерних точок кривих утоми для груп вузлів, що розглядаються, і використовуючи методи регресійного аналізу, знайдемо рівняння, які їх описують. Графіки знайдених кривих утоми зображені на рис. 3.36, а вихідні дані для їх побудови зведені до табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Вихідні дані для побудови кривих утоми

Група зварних вузлів	Найбільший розрахунковий тимчасовий опір для СтЗ, $\sigma_b$ , МПа	Базова межа витривалості $\sigma_{-1RK}$ , МПа [2]	Показник ступеню утомної кривої $m$
4	360	75	4,84
5	360	63	4,36
6	360	52	3,92
7	360	43	3,58
8	360	36	3,3
9	360	30	3,06
10	360	25	2,85

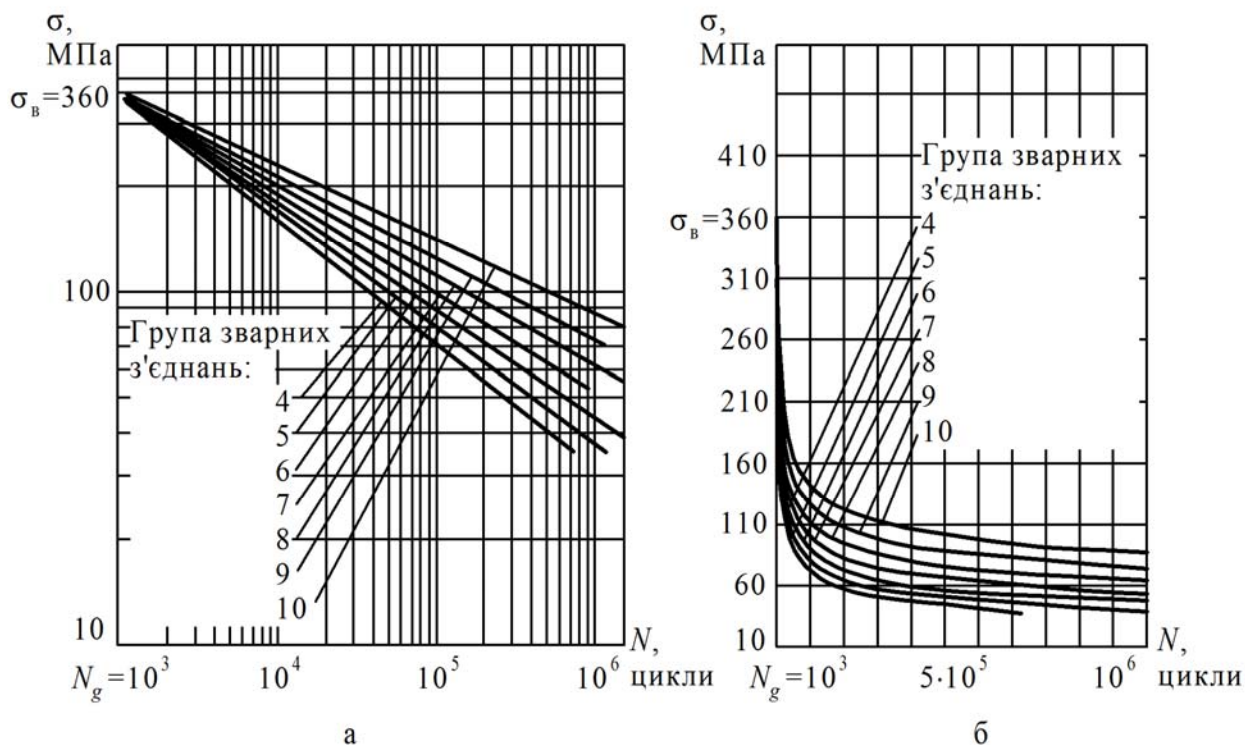


Рис. 3.36. Утомні криві для груп зварних з'єднань 4–10 за логарифмічною (а) та звичайною шкалою (б)

Для унаочнення результатів розрахунків побудуємо графік функції  $e_1 = f(\sigma_{\text{екв}}^{\text{част}})$ . Оцінити збільшення терміну служби вузла можливо лише в зоні обмеженої витривалості. Тому прийемо мінімальне значення  $\sigma_{\text{екв min}}^{\text{част}} = 75$  МПа, що відповідає точці переходу в зону необмеженої витривалості для 4 групи. Максимальне значення приймаємо  $\sigma_{\text{екв max}}^{\text{част}} = 165$  МПа – як найбільше практично можливе.

Розраховані значення  $e_1 = f(\sigma_{\text{екв}}^{\text{част}})$  для груп вузлів наведені на рис. 3.37.

З розрахунків видно, що застосування частотного приводу є ефективним способом збільшення допустимої кількості циклів навантажень зварних з'єднань кранових металоконструкцій. Зменшення еквівалентного напруження циклу навіть на 10% може збільшити кількість допустимих циклів навантаження щонайменше в 1,7 разів, наприклад, для групи концентрації напружень 10 при  $\sigma_{\text{екв}}^{\text{част}} = 165$  МПа для матеріалу Ст3. Зростання відношення  $e_1$ , а відповідно і кількості циклів до руйнування, збільшується при зменшенні еквівалентного напруження циклу і досягає максимального значення в області переходу до зони необмеженої витривалості. Чим більше номер групи зварного вузла за концентрацією напружень, тим це зростання відбувається повільніше, через поступове зниження межі необмеженої витривалості. Подальші наукові розробки в цьому напрямку можуть бути спрямовані на розгляд конкретних конструкцій і випадків навантажень.

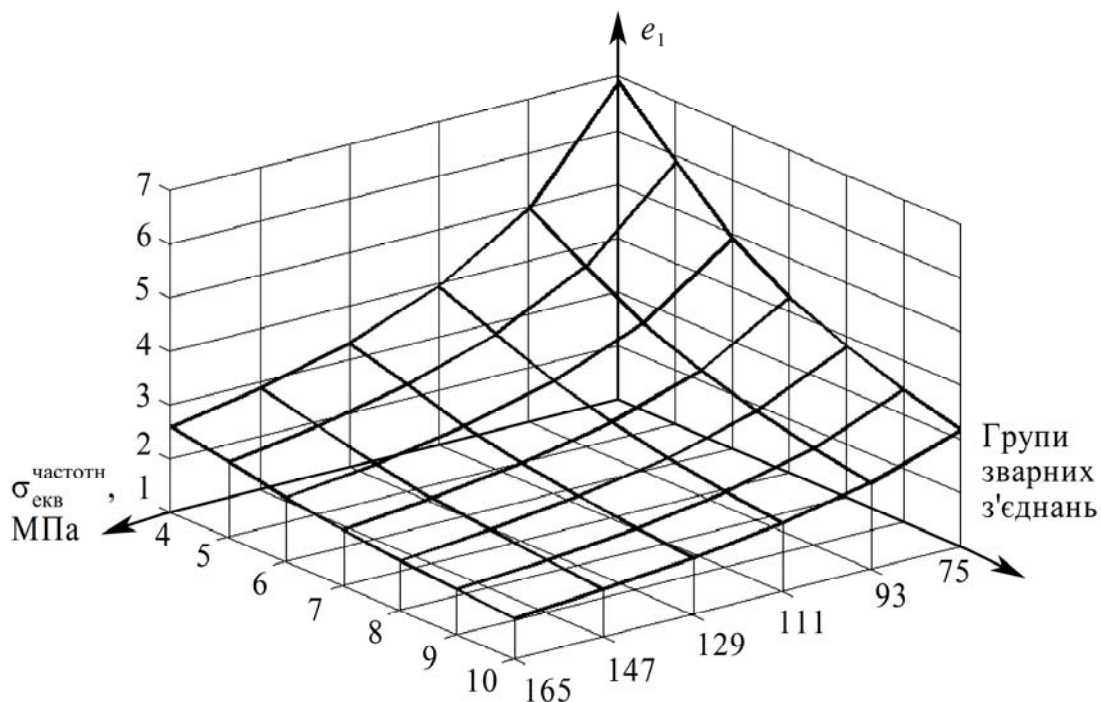


Рис. 3.37. Співвідношення граничної кількості циклів при частотному приводі та двигуні з фазним ротором  $e_1 = N_{\text{частотн}} / N_{\text{фазн, рот}}$  для груп зварних вузлів за концентрацією напружень

### 3.2.5 Експериментальні дослідження динамічних і енергетичних характеристик руху механізму пересування візка мостового крана з частотно-регульованим приводом

Завданням стендових досліджень є визначення робочих характеристик механізму пересування візка мостового крана з частотно-регульованим приводом при різному завантаженні, різних способах гальмування і налаштуваннях частотного перетворювача. Використовуючи отримані результати можливо оцінити ефективність застосування частотно-регульованого приводу в кранових механізмах і визначити його переваги і недоліки в порівнянні з іншими типами приводів.

При випробуваннях вимірювались і реєструвались на жорсткому диску комп'ютера миттєві значення наступних параметрів:

- швидкості обертання валу двигуна;
- крутного моменту на входному валі редуктора;
- потужності двигуна.

Результат кожного експерименту являє собою матрицю, в якій елементи першого стовпця – моменти часу, а елементи інших стовпців – значення виміряних параметрів у відповідний момент часу. Наведення і аналіз результатів експерименту виконується за допомогою графіків, які являють собою зміну виміряних величин як функції від часу, і будуються на основі отриманих даних.

Дослідження проводилося за тахограмами, в яких тривалість включення приводу, інтенсивність розгону і гальмування відповідають розрахунковим

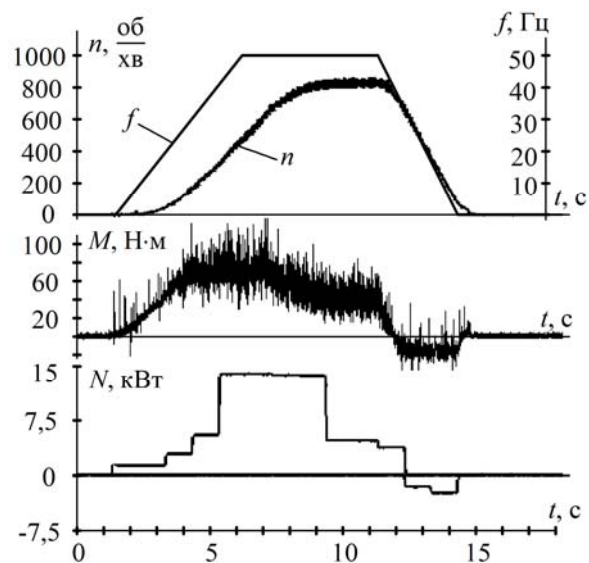
значенням для візка натурального мостового крану в/п 32/5 т, прогоном 22,5 м. У відповідності до розрахунків, проведених за методикою [20, 21], тривалість розгону складає  $t_{\text{розг}} = 4,2$  с, тривалість гальмування  $t_{\text{г}} = 3$  с. Середня робоча відстань пересування візка  $l_{\text{р}} = 6$  м. Припускаючи, що рух механізму в процесі пуску і гальмування рівноприскорений, для кожного окремого режиму розраховано тривалість рівномірного ходу. Встановлено, що для середньої робочої відстані пересування візка вона становить  $t_{\text{р.х}} = 6,3$  с. Час розгону додається до часу рівномірного ходу і отримане значення виставляється на реле часу. Після подавання напруги на вхід реле часу, воно спрацьовує, замикаючи логічний вхід частотного перетворювача, що відповідає команді на пуск механізму від кранівника. Після закінчення запрограмованого часу, вхід частотного перетворювача розмикається і частотний перетворювач переходить в режим гальмування. Час розгону і гальмування визначається налаштуванням частотного перетворювача і відповідає часу зміни частоти струму від початкового до кінцевого значення. Таким чином, можливе багаторазове відтворення однакової тахограми з точністю 0,1 с, за якої тривалість включення двигуна стенду відповідає тривалості включення двигуна механізму натурального візка при проходженні заданого шляху.

Конструкція стенду (рис. 3.25) дозволяє моделювати завантаженість механізму пересування візка в широкому діапазоні: від пустого гака до номінальної вантажопідйомності 32/5 т. Регулювання статичного опору приведенного до вала двигуна проводилося шляхом затягування або відпускання стрічки навантажувача. Величина статичного опору визначається візуально за показами ваг, на які тиснув важіль. Динамічне навантаження також регулювалося в залежності від імітованої ваги вантажу. Підбір необхідного моменту інерції відбувався варіюванням кількості дисків махових мас, що оберталися. Режиму руху з номінальним вантажем відповідає величина статичного моменту приведенного до вала двигуна  $M_{\text{ст}} = 47,05 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . З урахуванням передавального числа редуктора  $i = 2,5$ , важіль довжиною 1 м повинен витискати на вагах 11,76 кг. При русі без вантажу статичне навантаження, приведенне до вала двигуна  $M_{\text{ст}} = 12,83 \text{ Н} \cdot \text{м}$  (на вагах 3,2 кг). Приведений до вала двигуна момент інерції при повному завантаженні  $J = 2,18 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ , при імітації руху без вантажу  $J = 0,722 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

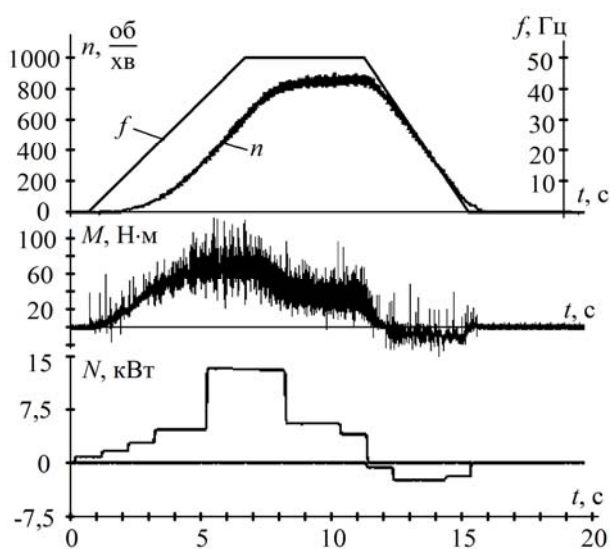
Осцилограми вимірних параметрів, представлені на рис. 3.38, а–г.

Кількість спожитої та рекуперованої потужності визначається чисельним інтегруванням відповідних масивів даних, записаних при кожному експериментальному циклі роботи стенду. Для збільшення достовірності, отримане значення порівнюється за показами відповідних електронних лічильників, якими облаштований аналізатор мережі Diris A40 і додатково за показами механічного трьохфазного лічильника електроенергії. Даний тип механічного лічильника використовується в промисловості для обліку і розрахунків за спожиту енергію. Точна кількість спожитої енергії за цикл нарахована механічним лічильником визначалась шляхом підрахунку кількості обертів

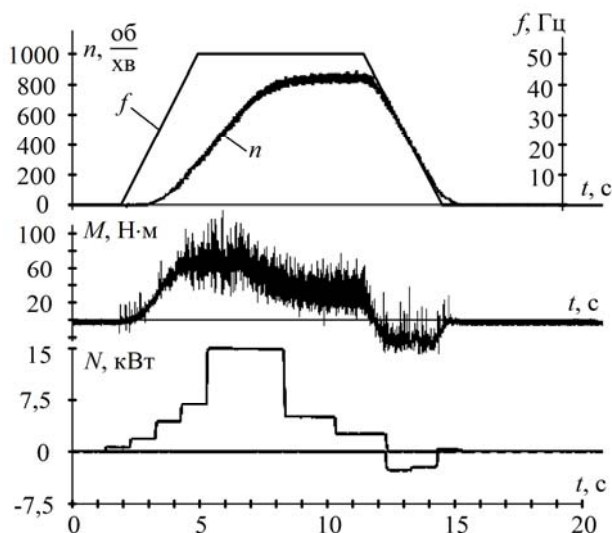
диска і помноження цієї кількості на 0,01 кВт. При переході двигуна в режим рекуперативного гальмування, диск механічного лічильника обертався в протилежний бік.



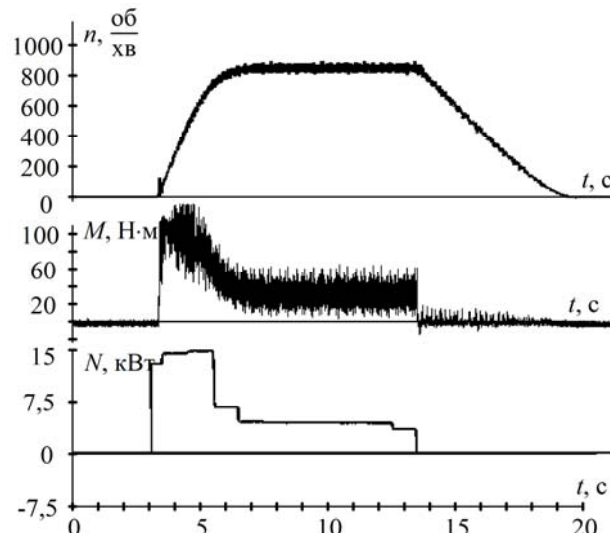
а – керування швидкістю двигуна – зміна частоти струму живлення, час розгону  $t_{\text{розг}} = 4,2$  с, час рекуперативного гальмування  $t_{\text{г}} = 3$  с, загальний час циклу  $t_{\text{ц}} = 13,5$  с, вага вантажу  $Q = 320$  кН



б – керування швидкістю двигуна – зміна частоти струму живлення, час розгону  $t_{\text{розг}} = 6$  с, час рекуперативного гальмування  $t_{\text{г}} = 4$  с, загальний час циклу  $t_{\text{ц}} = 14,8$  с, вага вантажу  $Q = 320$  кН



в – керування швидкістю двигуна – зміна частоти струму живлення, час розгону  $t_{\text{розг}} = 3$  с, час рекуперативного гальмування  $t_{\text{г}} = 3$  с, загальний час циклу  $t_{\text{ц}} = 13$  с, вага вантажу  $Q = 320$  кН



г – керування швидкістю двигуна – пряме підключення до мережі, час розгону  $t_{\text{розг}} = 3$  с, гальмування вільним вибігом  $t_{\text{г}} = 3$  с, загальний час циклу  $t_{\text{ц}} = 10$  с, вага вантажу  $Q = 320$  кН

Рис. 3.38. Осцилограми зміни в часі частоти струму, швидкості обертання валу двигуна, крутного моменту і споживаної енергії при стендових випробуваннях механізму пересування візка мостового крану з частотно-регульованим приводом



Результати вимірювань максимальних значень миттєвої потужності на всіх етапах руху та кількості спожитої і рекуперованої енергії за весь робочий цикл наведені в табл. 3.3 для всіх режимів випробувань.

Експериментальні дані показують, що при гальмуванні механізму пересування зниженням частоти струму живлення, двигун може переходити в генераторний режим. Максимальний відсоток рекуперованої енергії від загальної кількості спожитої енергії за робочий цикл механізму має місце при інтенсивному гальмуванні і мінімальному значенні рівномір-ного ходу. Додаткові експерименти показали, що при зменшенні статичного опору пересуванню за рахунок рекуперації можливо повернути до 30% енергії, витраченої при розгоні.

Таблиця 3.3

Максимальні значення миттєвої потужності та кількість спожитої і рекуперованої енергії за робочий цикл

№ експ.	Максимальна миттєва потужність, кВт			Спожита потужність, кВт·год	Рекуперована потужність, кВт·год
	Розгін	Рівномірний хід	Гальмування		
1	14,4	5,47	–1,84	0,01809	0,00075
2	12,5	5,47	–1,02	0,01752	0,00056
3	14,8	5,47	–3,5	0,02272	0,000935
4	15,6	5,47	0	0,02833	0

### 3.2.6. Особливості виникнення і усунення перекосів мостових кранів з роздільним частотно-регульованим приводом механізму пересування

Проблема перекосів мостових кранів нараховує близько 150 років і залишається актуальною на сьогоднішній день. Механізми пересування кранів чинять суттєвий вплив на термін служби їх металоконструкції. Виникнення перекосів при обладнанні мостових кранів частотно-регульованим приводом та короткозамкненими двигунами, також вказує на актуальність проблеми. Перекоси мостових кранів з частотним приводом можна вивчати в різних аспектах. Розглянуто лише питання виникнення додаткових навантажень і втрат енергії.

Проблема перекосів кранів з роздільним приводом достатньо складна і, не дивлячись на відносно великий об'єм досліджень, не знайшла остаточного вирішення. Окрім досліджень присвячених безпосередньо роздільному приводу пересування мостових кранів, як наприклад роботи [22, 23], теоретичне підґрунтя для вивчення проблеми можна знайти в роботах із загальної теорії електроприводу [24, 25, 26], присвячених кінематично зв'язаним приводам.

При вивченні багатодвигунових електроприводів припускається, що всі двигуни мають однакову швидкість ідеального холостого ходу. Таким чином механічні характеристики всіх приводів виходять з однієї точки на вісі ординат  $\omega = \omega_0$  (тобто  $n = n_{\text{синхр}}$ ). Це припущення може бути прийнято для вивчення перекосів крана з асинхронним приводом з фазним ротором.



У роздільному частотному приводі кожен двигун, як правило, має свій частотний перетворювач. Зміна частоти струму, як параметру регулювання, означає зміну швидкості ідеального холостого ходу. Похибка регулювання кожного перетворювача, або недостатня синхронізація їх роботи може привести до появи на виході електродвигуна різних за величиною швидкостей. Розглянемо перерозподіл навантаження електродвигунів (рис. 3.39) за умови, що  $M_{1c}$ ,  $M_{2c}$  – статичні моменти опору пересуванню сторін крана відповідно для першого і другого приводів, приведені до валів електродвигуна;  $n_{1x.x}$ ,  $n_{2x.x}$  – швидкості електродвигунів на холостому ході за відсутності навантаження;  $M_{\max}$  – максимальний момент, що розвивається кожним двигуном.

Пересування крана можливе, коли швидкість пересування обох сторін крана однакова внаслідок зв'язку через металоконструкцію, тобто  $V_1 = V_2 = V$ . Крім того, необхідно, щоб сума моментів електродвигунів дорівнювала сумі статичних моментів опору пересування сторін крана, тобто  $M_1 + M_2 = M_{1c} + M_{2c}$ , де  $M_1$  і  $M_2$  – моменти, що розвиваються електродвигунами.

Зрівняльні моменти, що виникають на електродвигунах, повинні бути однаковими, тобто  $\Delta M_1 = \Delta M_2$ , а момент, що розвивається кожним електродвигуном, не може бути більшим, ніж  $M_{\max}$ , що визначається налаштуванням запобіжних пристроїв електропривода, тобто  $M = M_c + \Delta M \leq M_{\max}$ . Швидкість пересування крана  $n$  і перерозподіл навантаження електроприводів можна знайти з рис. 3.39.

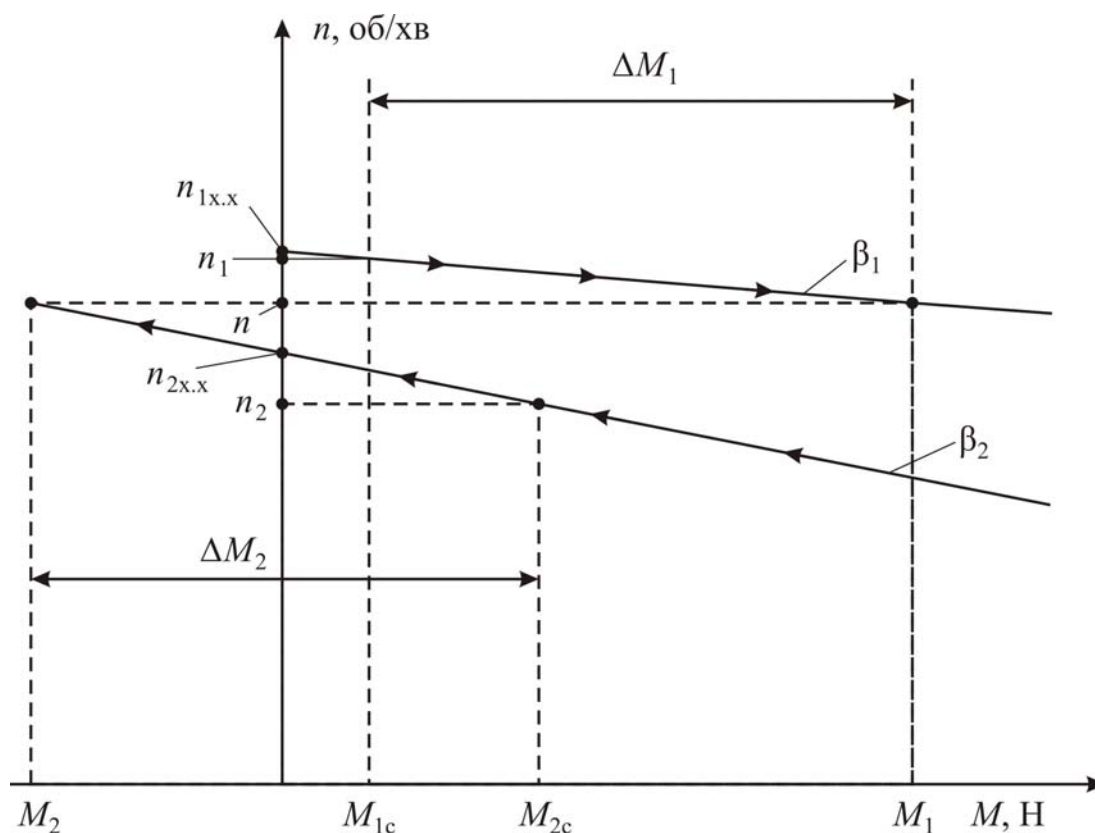


Рис. 3.39. Схема навантаження приводів механізму пересування мостового крана при різних значеннях холостого ходу  $n_{1x.x}$ ,  $n_{2x.x}$

На відміну від електромеханічного привода з фазним ротором ми припускаємо, що  $n_{1x.x} \neq n_{2x.x}$ . Розглядаючи рис. 3.39 можна визначити, що  $\Delta M_1 = (n_1 - n)\beta_1$ ;  $\Delta M_2 = (n_2 - n)\beta_2$ , де  $n_1, n_2$  – значення кутової швидкості, з яким міг би обертатися кожен з приводів, навантажений моментами  $M_{1c}$  і  $M_{2c}$ , якби обидва приводи не були зв’язані через металоконструкцію моста.

За умови, що  $\Delta M_1 = \Delta M_2$ ;  $(n_1 - n)\beta_1 = (n_2 - n)\beta_2$

$$n = \frac{n_1 \frac{\beta_1}{\beta_2} + n_2}{1 + \frac{\beta_1}{\beta_2}}; \quad n_1 = n_{1x.x} - \frac{M_{1c}}{\beta_1}; \quad n_2 = n_{2x.x} - \frac{M_{2c}}{\beta_2};$$

$$n = \frac{n_{1x.x} - \frac{M_{1c}}{\beta_1} + n_{2x.x} - \frac{M_{2c}}{\beta_2}}{1 + \frac{\beta_1}{\beta_2}} = \frac{1}{\beta_2 + \beta_1} \left[ (n_{1x.x}\beta_1 + n_{2x.x}\beta_2) - (M_{1c} + M_{2c}) \right].$$

Виразимо  $M_c$  через силу опору пересування крану  $\sum W$  і отримаємо

$$n = \frac{1}{\beta_2 + \beta_1} \left[ (n_{1x.x}\beta_1 + n_{2x.x}\beta_2) \cdot (\sum W_1 + \sum W_2) \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i\eta} \right].$$

Припустивши  $n_{1x.x} = n_{2x.x} = n_0$ , що має місце в електромеханічному приводі з фазним ротором, приходимо до формули, отриманої В.П.Балашовим [23]

$$n = n_0 - \frac{1}{\beta_2 + \beta_1} (\sum W_1 + \sum W_2) \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i\eta}.$$

Знайдемо величину зрівняльного моменту, що розвивається електродвигунами за умови  $n_{1x.x} \neq n_{2x.x}$ .

Підставляючи значення  $n$  у вираз для  $\Delta M$ , отримаємо

$$\Delta M_1 = \Delta M_2 = \Delta M = \frac{1}{1 + \frac{\beta_1}{\beta_2}} \left[ \beta_1 (n_{1x.x} - n_{2x.x}) + \frac{\beta_1}{\beta_2} M_{2c} - M_{1c} \right].$$

Виразивши  $M_c$  через  $\sum W$ , будемо мати

$$\Delta M = \frac{1}{1 + \frac{\beta_1}{\beta_2}} \left[ \beta_1 (n_{1x.x} - n_{2x.x}) + \left[ \frac{\beta_1}{\beta_2} \sum W_2 - \sum W_1 \right] \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i\eta} \right].$$

За умови  $n_{1x.x} = n_{2x.x}$  приходимо до формули, отриманої В.П.Балашовим для роздільного електромеханічного привода

$$\Delta M = \frac{1}{1 + \frac{\beta_1}{\beta_2}} \left[ \frac{\beta_1}{\beta_2} \sum W_2 - \sum W_1 \right] \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{i\eta}.$$

Далі визначимо умову, при якій зрівняльний момент електродвигунів дорівнює нулю

$$n_{1x.x} - n_{2x.x} = \frac{M_{1c}}{\beta_1} - \frac{M_{2c}}{\beta_2}; \quad n_{2x.x} = n_{1x.x} - \frac{M_{1c}}{\beta_1} + \frac{M_{2c}}{\beta_2}.$$

На рис. 3.32 значення  $n_{2x.x}$ , при якому  $\Delta M = 0$ , позначено  $n'_{2x.x}$ . У випадку  $n_{1x.x} = n_{2x.x}$  отримуємо умову рівності нулю зрівняльного моменту

$$\frac{M_{1c}}{\beta_1} = \frac{M_{2c}}{\beta_2}.$$

Аналізуючи рис. 3.39 і вищенаведені формули можна зробити кілька важливих висновків. По-перше, величина зрівняльного моменту при  $n_{1x.x} \neq n_{2x.x}$  в загальному випадку більше, ніж при  $n_{1x.x} = n_{2x.x}$ . По-друге, при однаковій різниці  $n_{1x.x} - n_{2x.x}$ , величина зрівняльного моменту збільшується зі зменшенням абсолютних значень  $n_{1x.x}$ ,  $n_{2x.x}$ . Це залежить від збільшення жорсткостей механічних характеристик електроприводів при зменшенні кутової швидкості обертання двигунів. Як видно з рисунку 3.39, у цьому випадку при незначних зовнішніх навантаженнях  $M_{1c}$ ,  $M_{2c}$  один з приводів  $\beta_1$  працює в режимі спрацьовування запобіжних пристроїв. Втрата енергії при цьому пропорційна зменшенню числа обертів приводу  $\Delta n$ . Поява такого режиму небажана, тому що це приведе до необґрунтованих перевантажень і втрат енергії в системі.

У відповідності з розглянутими формулами, при будь-якому розподілі зовнішніх навантажень  $M_{1c}$  і  $M_{2c}$ , жорсткості механічних характеристик  $\beta_1$  і будь-якої кутової швидкості  $n_{1x.x}$  в роздільному частотно-регульованому приводі завжди можна знайти швидкість  $n_{2x.x}$ , коли  $\Delta M = 0$ . Тому роздільний частотно-регульований привод перспективний для механізмів пересування вантажопідйомних машин, у яких величина зрівняльного моменту і перекошуючої сили можуть мати вирішальне значення (перевантажувачі, козлові крани).

Існує думка, що найкращим способом синхронізації руху сторін крана є синхронізація за пройденим шляхом, через введення зворотного зв'язку. Але забезпечення умов пересування, при яких зусилля перекошу крана і зрівняльні моменти між приводами дорівнюють нулю, не може бути забезпечене лише при синхронізації за пройденим шляхом. Радикальним способом забезпечення синхронної роботи механізмів пересування крану є введення в схему керування електроприводами зв'язку між блоками керування частотних перетворювачів за яким передається модульований синхронізований сигнал, що впливає на один з приводів в бік збільшення чи зменшення параметру регулювання.

Причиною нерівномірного навантаження механізмів є також незначна різниця статичних механічних характеристик двигунів. Фактичні характеристики двигунів приводів опор крану відрізняються від номінальних в бік зменшення їх жорсткості [23]. Для дослідження виникнення додаткових втрат енергії за цих умов, припустимо що двигуни мають однакову швидкість холостого ходу (рис. 3.40). Тоді моменти двигунів можна виразити наступним чином

$$M_{1c} = M_{c.cер} + \Delta M_c; \quad M_{2c} = M_{c.cер} - \Delta M_c,$$

де  $M_{c.cер}$  – середнє значення статичного моменту,

$$M_{c.cер} = (M_{1c} + M_{2c}) / 2,$$

де  $\Delta M_c$  – відхилення статичного моменту від середнього.

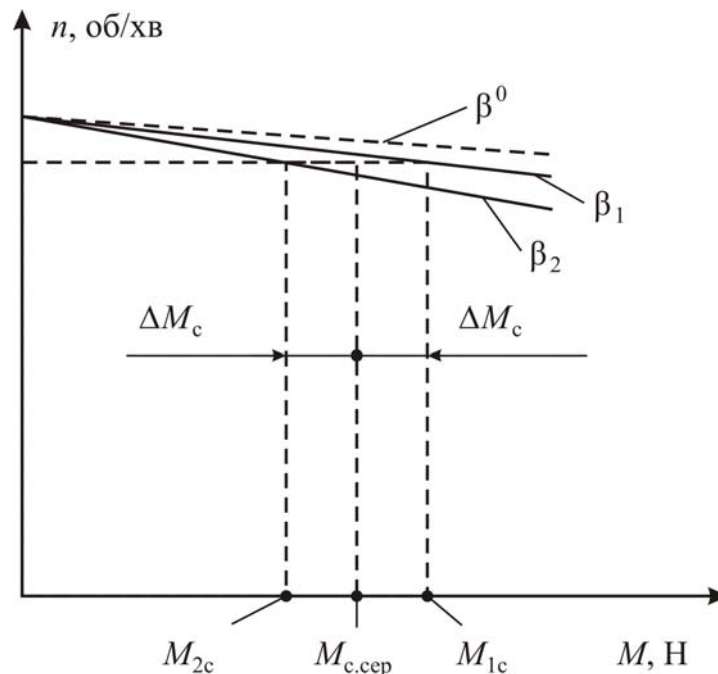


Рис. 3.40. Схема розподілення моменту навантаження між двома паралельно працюючими двигунами при однаковій синхронній швидкості:

$\beta^0$  – номінальна жорсткість механічної характеристики двигуна за каталогом,  
 $\beta_1, \beta_2$  – фактичні жорсткості механічних характеристик електродвигунів механізмів пересування

Для оцінки впливу нерівномірності розподілу навантажень на втрати енергії, виразимо змінні втрати енергії в двигунах через механічні величини

$$\Delta P_M = M \cdot \omega_0 \cdot S \cdot (1 + a), \quad \text{де } a = R_1 / R_2'.$$

Враховуючи, що робота двигуна в режимі руху відбувається на лінійній ділянці механічної характеристики, то ковзання двигуна можна з достатньою точністю виразити через його момент

$$S = \frac{M}{\beta \cdot \omega_0}.$$

Тоді  $\Delta P_M = \frac{(1+a)}{\beta} \cdot M^2$ . Втрати в міді в номінальному режимі роботи

двигуна (при  $M = M_{\text{ном}}$ ) складуть  $\Delta P_M = \frac{(1+a)}{\beta} \cdot M_{\text{ном}}^2$ , а втрати в міді при роботі двигуна з моментом, відмінним від номінального  $\Delta P_M = \Delta P_{M.\text{ном}} \left( M / M_{\text{ном}} \right)^2$ .

Як показано в [8], втрати в міді першого двигуна складуть  $\Delta P_M = \Delta P_{M.\text{ном}} \left( \frac{M_{\text{с.сеп}} + \Delta M_{\text{с}}}{M_{\text{ном}}} \right)^2$ , другого  $\Delta P_M = \Delta P_{M.\text{ном}} \left( \frac{M_{\text{с.сеп}} - \Delta M_{\text{с}}}{M_{\text{ном}}} \right)^2$ , а сумарні втрати в обох двигунах –  $\Delta P_{M\Sigma} = 2\Delta P_{M.\text{ном}} \frac{M_{\text{с.сеп}}^2 + \Delta M_{\text{с}}^2}{M_{\text{ном}}^2}$ .

Якщо двигуни завантажені однаково, то сумарні втрати в двох двигунах

$$\Delta P_{M\Sigma} = 2\Delta P_{M.\text{ном}} \frac{M_{\text{с.сеп}}^2}{M_{\text{ном}}^2}, \text{ тобто менші на величину додаткових втрат}$$

$$\Delta P_{M\Sigma} = 2\Delta P_{M.\text{ном}} \frac{\Delta M_{\text{с}}^2}{M_{\text{ном}}^2}.$$

Висловлені міркування дають можливість зробити наступні практичні рекомендації для створення системи керування двома роздільними частотно-регульованими приводами. Система керування повинна забезпечити  $n_{1x.x} = n_{2x.x}$  у всьому діапазоні швидкостей. Синхронність роботи механізмів пересування крана повинна забезпечуватись не лише зворотнім зв'язком за пройденим шляхом, а й введенням зв'язку між блоками керування частотних перетворювачів для формування більш точного сигналу завдань на електроприводи. Система керування, що забезпечує  $\Delta M = 0$  може розглядатися як перспективна.

### 3.2.7. Оцінка зменшення часу робочого циклу і кількості ввімкнень двигуна механізму пересування з частотно-регульованим приводом

В загальному випадку, робочий цикл кранового механізму характеризується триперіодною тахограмою (рис. 3.41).

Загальний час циклу  $t_{\text{ц}}$  складається з часу розгону механізму –  $t_{\text{р}}$ , часу усталеного руху –  $t_{\text{уст}}$  і часу гальмування –  $t_{\text{г}}$ ;  $a$  – прискорення, уповільнення. Шлях крана  $H$  визначається площею трапеції

$$H = \frac{1}{2} (t_{\text{ц}} + t_{\text{уст}}) \cdot V_{\text{max}}.$$

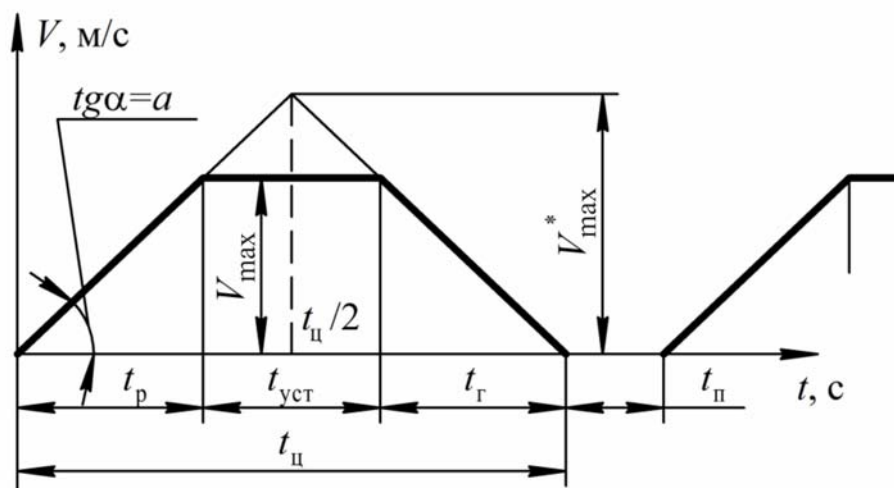


Рис. 3.41. Тахограма роботи кранового механізму впродовж робочого циклу

При деякій швидкості  $V_{\max}^*$  трапеція перетвориться в трикутник і шлях крану  $H$  при цьому буде дорівнювати

$$H = \frac{1}{2} t_{\text{ц}} \cdot V_{\max}^*.$$

Рис. 3.41 ілюструє умову досягнення найменшого часу робочого циклу, яка лежить в основі принципу максимумів. Через те, що площа трикутника більше площі трапеції, пройдений шлях за той самий час за трикутною тахограмою буде більшим. При цьому, для досягнення найменшої тривалості циклу, прискорення при пуску і гальмуванні повинні мати максимальні значення.

Таким чином, скоротити час перевантажувального циклу можливо збільшивши максимальну швидкість  $V_{\max}$  в період усталеного руху, оскільки зі збільшенням  $V_{\max}$  за однакового прискорення площа трапеції (тобто пройдений шлях) буде збільшуватись при сталому значенні загального часу циклу  $t_{\text{ц}}$ . При цьому мінімальний час перевантажувального циклу забезпечується, коли максимальна швидкість досягає значення  $V_{\max}^*$ .

Практично скоротити час робочого циклу за даним способом можливо застосувавши частотно-регульований привід, який здатний забезпечити рух зі швидкістю більше номінальної.

Реальні робочі цикли механізмів пересування характеризуються частинами пусками і гальмуваннями. Тому, необхідно розрізняти середню кількість робочих циклів механізму, коли відбувається розгін до усталеної швидкості, і середню кількість увімкнень пускорегулювальної апаратури, яка значно перевищує кількість розгонів до максимальної швидкості.

У відповідності до встановлених норм кількість увімкнень двигуна складає 60 увімкнень за годину для легкого режиму, 120 для середнього, 240 для важкого і 240–480 для дуже важкого.

З матеріалів ВНДПТМАШ випливає, що повна кількість робочих циклів навіть за напруженої роботи з автоматичними захватами не перевищує 60–70

за годину [26]. Решта включень механізму викликана необхідністю точної зупинки і наведення вантажозахоплювального органу над точкою завантаження або розвантаження. При цьому розгін механізму до повної швидкості не відбувається.

Тому є необхідним застосовувати автоматичне, оптимальне за швидкістю керування, яке дозволяє уникати похибок при наведенні вантажу на ціль і приводить до зменшення кількості включень двигуна. Результати експериментальних досліджень співвідношення кількості включень двигуна при оптимальному і ручному керуванні наведені на рис. 3.42.

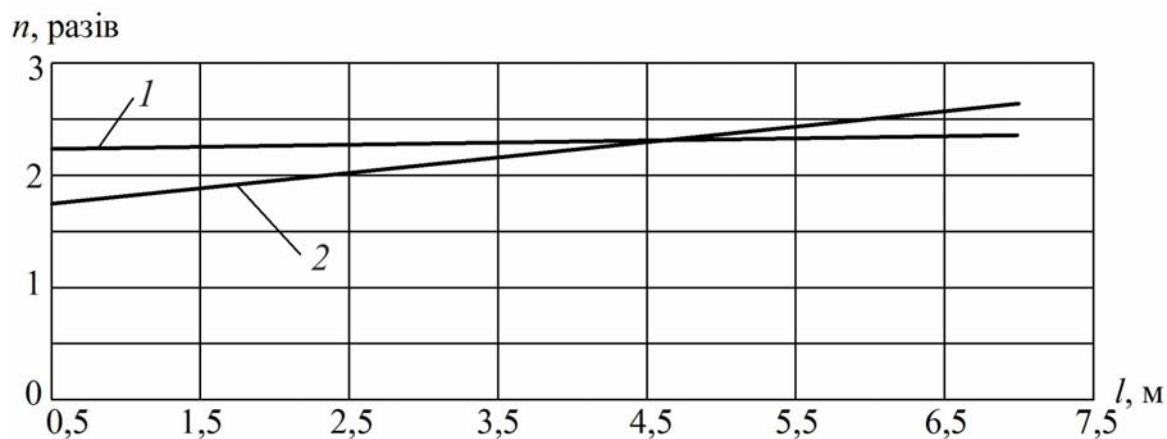


Рис. 3.42. Залежність зміни співвідношення кількості включень приводного двигуна механізму пересування при ручному і автоматичному, оптимальному за швидкістю керуванні впродовж робочого циклу від довжини пройденого шляху візка  $l$ :

1 – при  $V_{уст} = 1,4 V_{ном}$ ; 2 – при  $V_{уст} = V_{ном}$

З аналізу графіку (рис. 3.42) можна зробити висновок, що кількість включень приводного двигуна при автоматичному оптимальному керуванні в порівнянні з ручним керуванням зменшується в 1,8–2,6 рази при номінальній швидкості усталеного руху і в 2,25–2,4 рази при збільшенні швидкості усталеного руху в 1,4 рази від номінальної.

Для оцінки скорочення часу перевантажувального циклу при збільшенні швидкості усталеного руху вище номінальної в ході обробки експериментальних даних було визначено тривалість робочого циклу механізму пересування (рис. 3.38, в, г) і тривалість роботи приводного двигуна впродовж цього циклу за ручного і автоматичного оптимального за швидкістю керування (рис. 3.38, д, е) при різних значеннях усталеної швидкості і різній довжині пройденого шляху. В результаті встановлено, що і за ручного і за оптимального керування вони відрізняються. Це можна пояснити необхідністю заспокоєння коливань вантажу для точного наведення над умовною точкою розвантаження.

На основі результатів експерименту було досліджено, яку частку від загальної тривалості робочого циклу механізму пересування  $t_{циклу}$  займає час на заспокоєння коливань вантажу  $t_{засп}$  за різних значень пройденого шляху  $l$  при усталеній швидкості руху  $V_{уст} = V_{ном}$  (рис. 3.43) і  $V_{уст} = 1,4 V_{ном}$  (рис. 3.44).



З графіків видно, що і за ручного і за оптимального керування частка часу витрачена на заспокоєння коливань збільшується зі зменшення відстані пройденого шляху і збільшенням усталеної швидкості руху. При ручному керуванні час на заспокоєння коливань може становити до 65 % від загального часу робочого циклу при номінальній швидкості усталеного руху і до 85 % при швидкості усталеного руху в 1,4 рази більшій за номінальну.

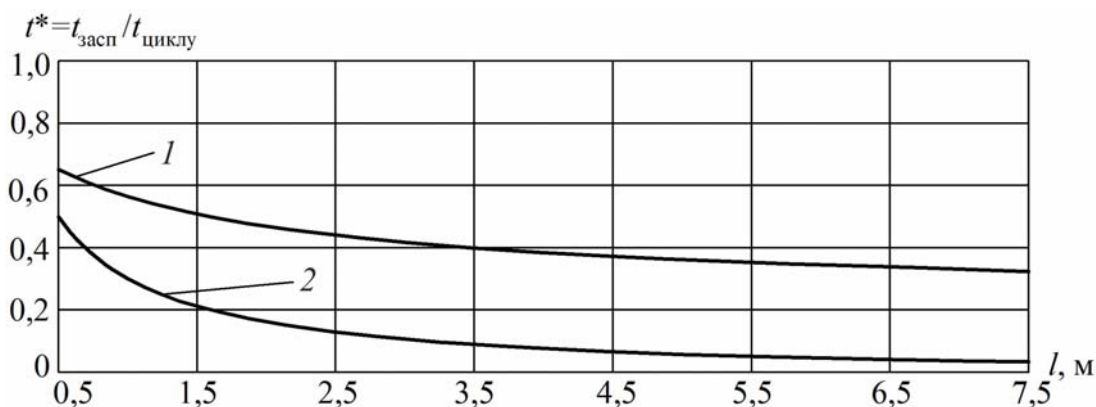


Рис. 3.43. Залежність частки часу витраченого на заспокоєння коливань вантажу від загального часу робочого циклу механізму пересування при  $V_{уст} = V_{ном}$  від довжини пройденого шляху візка  $l$ :

1 – при ручному керуванні; 2 – при автоматичному керуванні, оптимальному за швидкодією

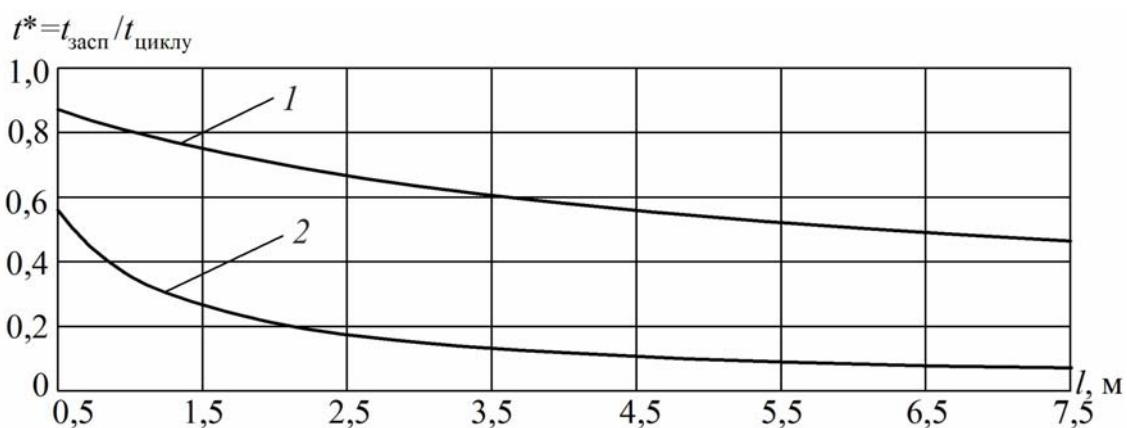


Рис. 3.44. Залежність частки часу витраченого на заспокоєння коливань вантажу від загального часу робочого циклу механізму пересування при  $V_{уст} = 1,4 V_{ном}$  від довжини пройденого шляху візка  $l$ :

1 – при ручному керуванні; 2 – при автоматичному керуванні, оптимальному за швидкодією

Розраховані закони оптимального за швидкодією руху механізму пересування реалізовані за допомогою мікропроцесорної системи автоматичного керування дозволяють заспокоїти коливання вантажу за найкоротший час. При цьому максимальна величина частки часу на заспокоєння коливань вантажу зменшується до 50 % загального часу робочого циклу при номінальній швидкості усталеного руху і до 55 % при швидкості усталеного руху в 1,4 рази більше номінальної.

Зі збільшенням довжини пройденого шляху, частка часу витраченого на заспокоєння коливань вантажу зменшується і асимптотично наближається до сталого значення. Це значення може складати 35 % і 5 % при ручному і автоматичному оптимальному керуванні відповідно при номінальній швидкості усталеного руху та 45 % і 10 % при ручному і автоматичному оптимальному керуванні відповідно при швидкості усталеного руху в 1,4 рази більше номінальної.

З графіків рис. 3.45 і 3.46 випливає, що частка часу робочого циклу, витраченого на заспокоєння коливань вантажу, є різною в залежності від пройденого шляху і способу керування. Тому зменшення часу робочого циклу відбувається не пропорційно збільшенню швидкості усталеного руху.

Наведені графіки дають змогу оцінити вплив збільшення швидкості усталеного руху на тривалість робочого циклу механізму пересування. Крива 1 показує, що збільшення усталеної швидкості на 40 % за автоматичного, оптимального за швидкодією керування в залежності від пройденого шляху, може скорочувати тривалість робочого циклу при всіх значеннях пройденого шляху візка порівняно з таким самим керуванням за номінальної швидкості усталеного руху. При ручному керуванні спостерігається зворотнє явище. Збільшення швидкості усталеного руху при малих значеннях пройденого шляху приводить до збільшення тривалості робочого циклу через збільшення часу, витраченого на заспокоєння коливань вантажу (крива 2 опускається нижче одиниці).

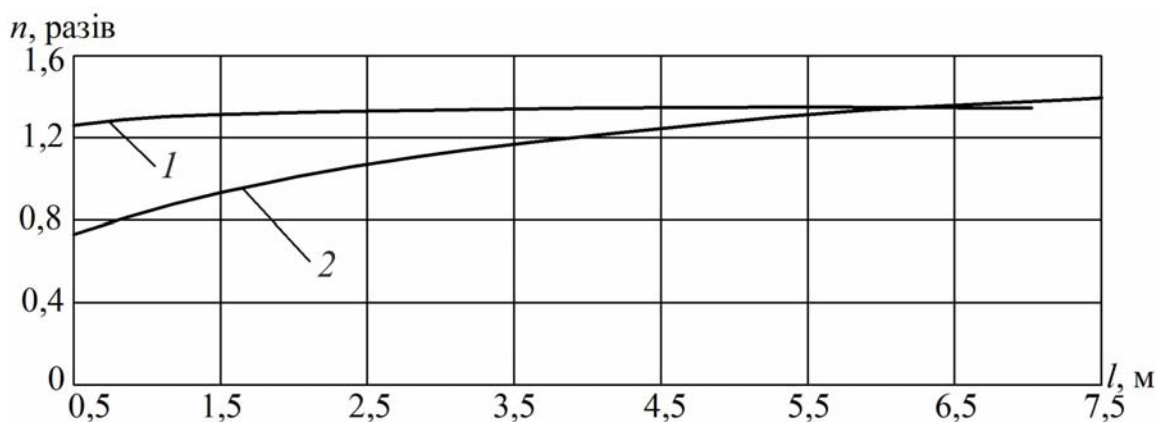


Рис. 3.45. Залежність співвідношення тривалості робочих циклів механізму пересування при

$$V_{уст} = V_{ном} \text{ і } V_{уст} = 1,4V_{ном} \text{ від довжини пройденого шляху візка } l, \text{ де } n = \frac{t_{ц}(V_{уст} = V_{ном})}{t_{ц}(V_{уст} = 1,4 \cdot V_{ном})},$$

$t_{ц}$  – тривалість робочого циклу:

1 – при автоматичному керуванні, оптимальному за швидкодією; 2 – при ручному керуванні

Зі збільшенням довжини пройденого шляху, криві 1 і 2 будуть наближатись до значення, що відповідає відношенню підвищеної швидкості усталеного руху до номінальної (в даному випадку 1,4).

Оцінити зменшення часу робочого циклу механізму пересування при застосуванні оптимального за швидкодією керування порівняно з ручним

керуванням за різних швидкостей усталеного руху можна аналізуючи рис. 3.45. З графіку видно, що застосування оптимального керування може зменшити тривалість робочого циклу механізму пересування в 1,5–3,1 рази при номінальній швидкості усталеного руху і в 1,3–5,2 при швидкості усталеного руху в 1,4 рази більше номінальної.

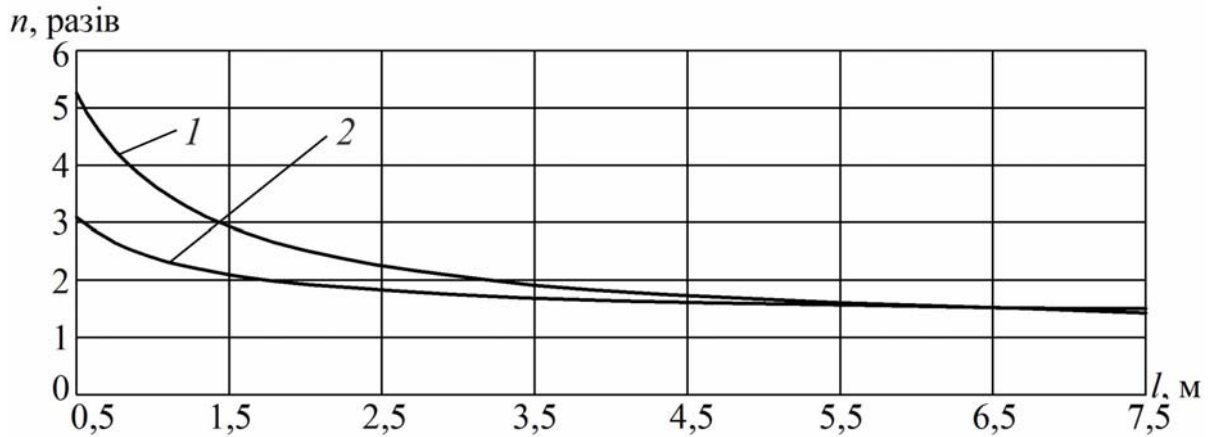


Рис. 3.46. Залежність співвідношення тривалості робочих циклів механізму пересування візка при ручному і оптимальному за швидкодією керуванні від довжини пройденого шляху

$l$ , де  $n = \frac{t_{\text{ц}}^{\text{опт}}}{t_{\text{ц}}^{\text{ручн}}}$ ,  $t_{\text{ц}}^{\text{опт}}$  і  $t_{\text{ц}}^{\text{ручн}}$  – тривалість робочого циклу за оптимального і ручного керування

відповідно: 1 – при  $V_{\text{уст}} = 1,4 V_{\text{ном}}$ ; 2 – при  $V_{\text{уст}} = V_{\text{ном}}$

Наведені графіки побудовані на основі функціональних залежностей, отриманих в результаті експериментальних досліджень, які проводились на електроталі. Щоб перенести результати експерименту на реальний кран, необхідно розрахувати коефіцієнт подібності довжини пройденого шляху використовуючи теорію подібності. Знаючи коефіцієнт подібності, можна встановити, якому пройденому шляху реального крана або кранового візка буде відповідати пройдений шлях моделі.

Як приклад, розрахуємо коефіцієнти подібності для візка мостового крана в/п 32/5 т з прогоном 22,5 м.

Коефіцієнт подібності за масою

$$m_m = \frac{[m_i]_{\text{н}}}{[m_i]_{\text{м}}} = \frac{12000}{71,6} = 167,6.$$

Коефіцієнт подібності за швидкістю

$$m_{\dot{x}} = \frac{[\dot{x}(t)]_{\text{н}}}{[\dot{x}(t)]_{\text{м}}} = \frac{0,667}{0,33} = 2,021.$$

Коефіцієнт подібності за рушійним зусиллям можливо наближено визначити з огляду на той факт, що потужність привідного двигуна дорівнює добутку рушійного зусилля на швидкість рівномірного ходу. Припустивши, що коефіцієнт корисної дії механізму пересування візка реального крану і його моделі однаковий, отримаємо

$$m_{P(t)} = \frac{[P(t)]_H}{[P(t)]_M} = \frac{N_H \cdot v_M}{v_H \cdot N_M} = \frac{5800 \cdot 0,33}{0,667 \cdot 80} = 35,87,$$

де  $N_H$  та  $N_M$  – потужність привідного двигуна механізму пересування візка натурального крану та його моделі відповідно;  $v_H$  та  $v_M$  – швидкість пересування візка натурального крану та його моделі відповідно.

Коефіцієнт подібності за часом

$$m_t = m_m \cdot m_{\dot{x}} / m_{P(t)} = 167,6 \cdot 2,021 / 35,87 = 9,444.$$

Звідси маємо коефіцієнт подібності за пройденим шляхом

$$m_x = m_t \cdot m_{\dot{x}} = 9,444 \cdot 2,022 = 19,08$$

Таким чином всьому прогону моста крана  $L = 22,5$  м відповідає шлях моделі

$$X_M = L / m_x = 22,5 / 19,08 = 1,18 \text{ м},$$

а відстані характерного технологічного циклу для візка цього крану  $L_1 = 6$  м відповідає шлях моделі:

$$X_{M1} = L_1 / m_x = 6 / 19,08 = 0,314 \text{ м}.$$

Знайдемо ще кілька коефіцієнтів подібності моделі:

– коефіцієнт подібності за прискоренням

$$m_{\ddot{x}} = m_{\dot{x}} / m_t = 2,021 / 9,44 = 0,214;$$

– коефіцієнт подібності за довжиною підвісу

$$m_l = m_t^2 = 9,444^2 = 89,188.$$

Знайдемо величини параметрів візка натурального крану, яким відповідали параметри моделі під час експериментальних досліджень:

– довжина підвісу вантажу

$$l_H = l_M \cdot m_l = 2 \cdot 89,188 = 187,38 \text{ м};$$

– прискорення візка

$$\ddot{x}_H = \ddot{x}_M \cdot m_{\ddot{x}} = 1,1 \cdot 0,214 = 5,14 \text{ м/с}^2;$$

– вага вантажу що транспортується

$$M_H = M_M \cdot m_m = 10,7 \cdot 167,6 = 1793,296 \text{ кг}.$$

З розрахунку видно, що деякі важливі параметри моделі (довжина підвісу вантажу і прискорення) ні за яких обставин не можуть відповідати параметрам реального візка крану з наведеного прикладу і, таким чином, умови експерименту не повністю відповідають динаміці руху натурального крану. Проте з наведеного прикладу можливо оцінити приблизні значення пройденого шляху моделі, які відповідають більшості реальних прогонних кранів і їх візків. З розрахунку видно, що ця величина має невеликі значення, і таким чином лежить в межах, де можливий найбільший виграш в часі робочого циклу механізму і кількості включень двигуна.

### Список літератури до розділу 3

1. Сравнение двух типов электроприводов мостовых кранов / Б.И. Жермунский, О.В. Григоров, К.М. Манилов // Подъёмно-транспортное оборудование. Краны и грузоподъёмные машины. – М. : НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1973. – С. 17–25.
2. Динамика приводов передвижения мостового крана с тиристорным управлением / В.А. Алексеев, О.В. Григоров, К.М. Манилов, С.В. Эллис // Подъёмно-транспортные машины. – Тула. – Вып. 3. – 1974. – С. 88–93.
3. Асинхронный электропривод с тиристорным управлением / В.А. Шубенко, И.Я. Враславский, Р.Т. Шрейнер. – М. : Энергия, 1967. – 96 с.
4. Оптимальное управление перемещением неустойчивого стержня / Ю.Ф. Голубев. – М. : Институт прикладной математики им. М.В. Келдыша, 2007. – 26 с.
5. Энергозбереження шляхом застосування раціонального керування асинхронних електроприводів ВПМ / О.В. Григоров, В.П. Свіргун, В.В. Стрижак та ін. // Вісник НТУ «ХП». Технології в машинобудуванні. – № 49/2010. – С. 61–64.
6. Теория электропривода: учеб. для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. / В.И. Ключев. – М. : Энергоатомиздат, 2001. – 704 с.
7. Численные методы для ПЭВМ на языках Бейсик, Фортран и Паскаль / А.Е. Мудров. – Томск : МП «РАСКО», 1991. – 272 с.
8. Энергосберегающий асинхронный электропривод / И.Я. Браславский, З.Ш. Ишматов, В.Н. Поляков. – М. : «Академия», 2004. – 256 с.
9. Надёжность подъёмно-транспортных машин: учебн. пособ. / В.И. Брауде, Л.Н. Семёнов – Л. : Машиностроение, 1986. – 183 с.
10. Металлические конструкции подъёмно-транспортных машин: науч. пособ. / С.А. Соколов – СПб : Политехника, 2005. – 423 с.
11. Надёжность Больших механических систем / С.А. Тимашёв. – М. : Наука, 1982. – 184 с.
12. Методика анализа энергетических показателей лебедок пассажирских лифтов различных типов и производителей. / В.Ф. Семенюк, А.А. Бойко // Подъёмно-транспортная техника. – № 2. – 2014. – С. 89–93.
13. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак. – М. : Машиностроение, 1968. – 331 с.
14. Динамика грузоподъёмных машин / М.С. Комаров. – М. : Машгиз, 1962. – 268 с.
15. Динамические нагрузки в механизме передвижения мостового крана с регулируемым гидростатическим приводом / Б.И. Жермунский, О.В. Григоров // Известия вузов. – М. : Маш-ние. – 1971. – № 9. – С. 136–141.
16. Fahrwerkmechanismen von Brueckenkranen mit hydrostatischem und elektromechanischem Antrieb im nichtstationaeren Betriebszustand / B.I. Shermunski, O.V. Grigorov // Hebezeuge und Foerdermittel. – № 15. – 1975. – S. 270–276.

17. Betriebsfeste Bauteile / E. Haibach. – Berlin : Springer-Verlag, 1992. – 203 s.
18. Betriebsfestigkeit / E. Haibach. – Berlin : 2. Auflage, Springer-Verlag, 2002. – 753 s.
19. ГОСТ 25.101-83 Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов. Введ. 01.07.1984.
20. Расчёты грузоподъёмных и транспортирующих машин / Ф.К. Иванченко. – Киев : Вища школа, 1978. – 576 с.
21. Грузоподъёмные машины: учебн. пособ. / В.М. Наумов. – Иркутск : ИрГУПС, 2005. – 80 с.
22. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути / Н.А. Лобов. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 232 с.
23. Раздельный привод в механизмах передвижения мостовых кранов / В.П. Балашов. – М. : ОНТИ ВНИИПТМАШ, 1959. – 120 с.
24. Ограничение динамических нагрузок электропривода / В.И. Ключев. – М. : Энергия, 1971. – 320 с.
25. Теория электропривода. учеб. для вузов / В.И. Ключев. – М. : Энергоатомиздат, 2001. – 704 с.
26. Труды ВНИИПТМАШ / ВНИИПТМАШ. – М. – Вып.3(76). – 1967. – 142 с.



## 4. КЕРУВАННЯ ДЕМПФІРУВАННЯМ КОЛИВАНЬ ВАНТАЖУ І ПОЗИЦІЮВАННЯ

### 4.1. Загальнотеоретичні положення

Практично у всіх відомих роботах за параметр керування вибирається один з трьох параметрів: швидкість візка, прискорення візка або рушійне зусилля. Тут і в подальшому під візком розумітимемо не тільки вантажний візок мостового крана або перевантажувача, але і сам кран, тобто той механізм, який в даному випадку визначає переміщення точки підвісу вантажу.

Проаналізуємо, вибір якого з цих параметрів у якості керуючого, є оптимальним.

Як показали дослідження Ф.Л. Черноуська та ін. [1], де параметром керування у багатьох постановках була швидкість візка, оптимальний закон керування, а саме закон зміни швидкості візка, являє собою кусково-постійну функцію, і його практично неможливо реалізувати на реальному крані з традиційним асинхронним приводом. Тому вибирати швидкість візка за параметр керування в задачі максимальної швидкодії для мостових грейферних кранів і кранів загального призначення зі ступеневим керуванням швидкості неможливо.

Порівнюючи два інших параметри – прискорення візка і рушійне зусилля, необхідно відзначити, що для крана з жорстким підвісом вантажу ці параметри лінійно взаємозалежні і немає значення, який з них приймати за параметр керування. Для гнучкого підвісу вантажу прискорення візка залежить не тільки від рушійного зусилля, але і від взаємодії з вантажем, яка змінюється залежно від фазового положення вантажу та співвідношення мас візка і вантажу.

Якщо параметром керування взяти прискорення візка, то, як показали дослідження багатьох авторів [1, 2, 3, 4, 5], для максимальної швидкодії прискорення візка має бути сталим і максимально допустимим на кожному етапі незалежно від фазового положення вантажу. При такому підході вплив вантажу на швидкість візка не беруть до уваги. Розглянемо два типові випадки. У першому випадку будемо вважати, що на етапі розгону швидкість вантажу відносно візка направлена у бік, протилежний швидкості візка. У результаті, вантаж через канат буде гальмувати візок, що може призвести до перевантаження привода, тому що він повинен забезпечувати задане стале позитивне прискорення. У другому випадку припустимо, що на етапі розгону швидкість вантажу відносно візка співпадає за напрямом зі швидкістю візка. У результаті, вантаж сприяє прискореному руху візка і привод опиняється недовантаженим. Більше того, при значній масі вантажу двигун механізму пересування візка може перейти у генераторний режим. З огляду на це постає проблема раціонального вибору значення максимально допустимого прискорення візка, тому що у відповідності з першим випадком необхідно зменшити максимальне прискорення, а згідно з другим випадком збільшити його допустиме значення.

У будь-якому випадку буде або перевантаження привода, або нераціональне використання його можливостей. Отриманий таким чином режим керування рухом не може дати максимально можливого скорочення тривалості перевантажувального циклу. Крім того, для реалізації сталого прискорення кран повинен бути обладнаний спеціальним регулюючим приводом.

Ціннішим є розв'язування задачі оптимального керування рухом, коли параметром керування беруть рушійне зусилля. Це зусилля також обмежується, але воно має більш природний характер, ніж обмеження прискорення візка. Воно визначається потужністю привода, умовами зчеплення ходових коліс з рейками і вимогами міцності. Отже, швидкість і прискорення візка змінюватимуться залежно від рушійного зусилля та взаємодії візка і вантажу. Це безумовно ускладнює розв'язування поставлених задач, але закон, керування рухом, який буде отримано, можна вважати оптимальним з позицій швидкодії.

Тепер розглянемо двомасову модель крана (рис. 4.1), яка складається з візка масою  $m_1$  і вантажу масою  $m_2$ , підвішеного на гнучкому канаті довжиною  $l$ . На візок діє рушійне зусилля  $F(t)$  і зусилля статичного опору  $W$ .

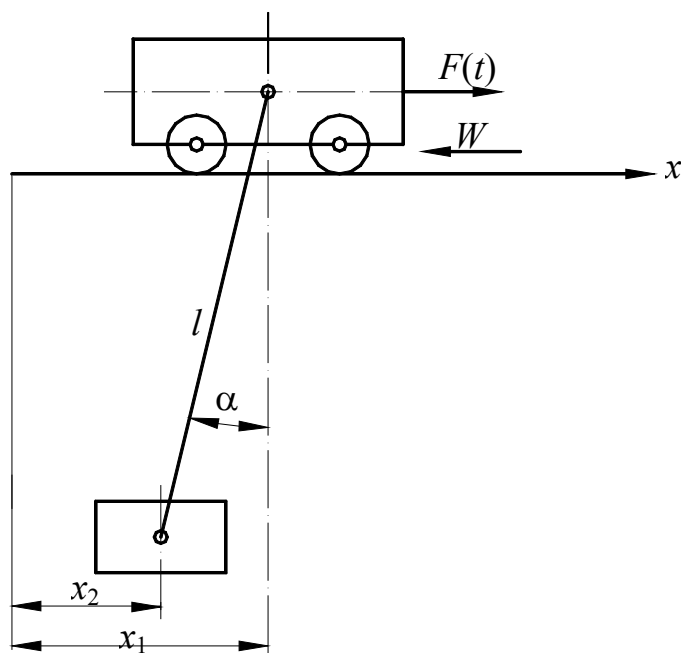


Рис. 4.1. Динамічна модель руху візка з вантажем на гнучкому підвісі

Будемо вважати канат нерозтяжним, невагомим і абсолютно гнучким, масу вантажу зосередженою в одній точці, коливання вантажу малими. Обґрунтування цих припущень дано в [2].

Уведемо позначення:  $y_1$  – переміщення візка;  $y_2$  – швидкість візка;  $y_3$  – переміщення вантажу;  $y_4$  – швидкість вантажу;  $\varepsilon$  – прискорення вільного падіння.

Використовуючи рівняння Лагранжа 2-го роду [6], рух даної моделі для випадку малих коливань вантажу записується системою диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + m_2 g (y_1 - y_3) / l = F(t) - W \operatorname{sign} y_2; \\ m_2 \frac{d^2 y_3}{dt^2} - m_2 g (y_1 - y_3) / l = 0, \end{cases} \quad (4.1)$$

яку можна записати у канонічному вигляді

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{dt} = y_2; \\ \frac{dy_2}{dt} = (y_3 - y_1) \cdot m_2 \cdot g / (m_1 \cdot l) + U(t); \\ \frac{dy_3}{dt} = y_4; \\ \frac{dy_4}{dt} = (y_1 - y_3) \cdot \frac{g}{l}, \end{cases} \quad (4.2)$$

де  $U(t) = (F(t) - W \operatorname{sign} y_2) / m_1$ .

Параметром керування вибрано рушійне зусилля  $F(t)$ , але для зручності параметром керування будемо вважати функцію  $U(t)$ , що пропорційна  $F(t)$ .

Систему лінійних неоднорідних диференціальних рівнянь (4.1) можна звести до одного диференціального рівняння четвертого порядку

$$\frac{d^4 y_3}{dt^4} + \lambda^2 \frac{d^2 y_3}{dt^2} = U(t) \cdot \frac{g}{l}, \quad (4.3)$$

$$\text{де } \lambda = \sqrt{g \left( \frac{m_2}{m_1} + 1 \right) / l}.$$

Використовуючи метод Коші [7], можна знайти часткове розв'язання рівняння (4.3), якщо відома фундаментальна система розв'язань відповідного однорідного рівняння, для знаходження якої розв'язати характеристичне рівняння

$$K^4 + \lambda^2 \cdot K^2 = 0.$$

Знаючи фундаментальну систему розв'язань однорідного рівняння (4.3), можна записати загальне розв'язання рівняння (4.3). Тоді система рівнянь (4.2) запишеться в такому вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1 = b_1 + b_2 t - b_3 \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \xi \cos \lambda t - b_4 \frac{m_2}{m_1} \cdot \sin v \lambda t + \\ \int_0^t \left[ \frac{g}{l \lambda^2} (t - \tau) + \left( \frac{1}{\lambda} - \frac{g}{l \lambda^3} \right) \cdot \sin \lambda \cdot (t - \tau) \right] U(\tau) \cdot d\tau; \\ y_2 = b_2 + b_3 \lambda \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \sin \lambda t - b_4 \frac{m_2}{m_1} \cdot \cos \lambda t + \\ \int_0^t \left[ \frac{g}{l \lambda^2} + \left( 1 - \frac{g}{l \lambda^2} \right) \cdot \cos \lambda \cdot (t - \tau) \right] U(\tau) \cdot d\tau; \\ y_3 = b_1 + b_2 t + b_3 \cdot \cos \lambda t + b_4 \cdot \sin \lambda t + \\ \int_0^t \left[ \frac{g}{l \lambda^2} \cdot (t - \tau) - \frac{g}{l \lambda^3} \cdot \sin \lambda \cdot (t - \tau) \right] U(\tau) \cdot d\tau; \\ y_4 = b_2 - b_3 \lambda \cdot \sin \lambda t + b_4 \cdot \cos \lambda t + \\ \int_0^t \left[ \frac{g}{l \lambda^2} - \frac{g}{l \lambda^2} \cdot \cos \lambda \cdot (t - \tau) \right] U(\tau) \cdot d\tau, \end{array} \right. \quad (4.4)$$

де

$$\begin{aligned} b_1 &= (m_1 \cdot y_{01} + m_2 \cdot y_{03}) / m; \\ b_2 &= (m_1 \cdot y_{02} + m_2 \cdot y_{04}) / m; \\ b_3 &= (y_{03} - y_{01}) \cdot m_1 / m; \\ b_4 &= (y_{04} - y_{02}) \cdot \lambda m_1 / m; \\ m &= m_1 + m_2; \end{aligned}$$

$y_{01}, y_{02}, y_{03}, y_{04}$  – початкові значення координат.

Для визначення виду оптимальної функції  $U(t)$  використаємо принцип максимуму Л.С. Понтрягіна [8], який можна застосувати при виконанні двох умов: умови загальності положення і умови належності точки  $y_2 = 0$  до області обмежень на параметр керування [9]. У нашому випадку друга умова завжди виконується, бо швидкість візка може набувати як додатних, так від’ємних значень. Умова загальності положення зводиться до перевірки нерівності нулю визначника, який складається з вектор-стовпців  $B, A^* B, A^2 * B, A^3 * B$ , де  $A$  – матриця коефіцієнтів лінійної системи (4.2),  $B$  – вектор коефіцієнтів при параметрі керування.

Запишемо для системи рівнянь (4.2) спряжену систему [8] та її розв’язання

$$\dot{\psi}_i = - \sum_{n=1}^4 \frac{\partial y_n}{\partial y_i} \cdot \psi_n, \quad i = 1, \dots, 4;$$

$$\begin{cases} \dot{\psi}_1 = \psi_2 \cdot m_2 \cdot g / (m_1 \cdot l) - \psi_4 \cdot g / l; \\ \dot{\psi}_2 = -\psi_1; \\ \dot{\psi}_3 = -\psi_2 \cdot m_2 \cdot g / (m_1 \cdot l) + \psi_4 \cdot g / l; \\ \dot{\psi}_4 = -\psi_3, \end{cases}$$

а її розв'язання

$$\begin{cases} \psi_1 = -C_2 - C_3 \cdot \lambda \cos(\lambda t + \alpha); \\ \psi_2 = C_1 + C_2 t + C_3 \sin(\lambda t + \alpha); \\ \psi_3 = -C_2 m_2 / m_1 + C_3 \cdot \lambda \cos(\lambda t + \alpha); \\ \psi_4 = C_1 m_2 / m_1 + C_2 t m_2 / m_1 - C_3 \sin(\lambda t + \alpha), \end{cases}$$

де  $C_1, C_2, C_3, \alpha$  – сталі інтегрування.

Згідно з принципом максимуму керування  $U(t)$  оптимальне за швидкістю, коли функція Гамільтона  $H$  має максимум

$$H = \sum_{i=1}^4 \psi_i \cdot \dot{y}_i = \psi_1 y_2 - \psi_2 \cdot (y_1 - y_3) \cdot m_2 g / (m_1 l) + \\ + \psi_2 U(t) + \psi_3 y_4 + \psi_4 \cdot (y_1 - y_3) \cdot g / l.$$

Очевидно, що функція  $H$  має максимум якщо знаки  $\psi_2$  і  $U(t)$  співпадають, а  $U(t)$  – має максимальну величину.

Отже, оптимальний закон керування має вигляд релейної функції

$$U(t) = |U_0| \cdot \text{sign} \cdot [C_1 + C_2 t + C_3 \sin(\lambda t + \alpha)],$$

$$\text{де } U_0 = \begin{cases} (K - W \text{sign } y_2) / m_1 & \text{при розгоні;} \\ -(N + W \text{sign } y_2) / m_1 & \text{при гальмуванні;} \end{cases}$$

$K, N$  – максимально допустиме зусилля відповідно рушійне та гальмівне.

Релейність оптимальної функції керування було встановлено також у разі симетричного керування [1], де було отримано аналітичні вирази для визначення моментів перемикання керування. У даній постановці визначити коефіцієнти  $C_1, C_2, C_3, \alpha$  не представляється можливим через наявність розривної функції  $\text{sign } y_2$  у виразі для  $U_0$ . Тому з принципу максимуму використовуємо доведення релейності функції керування, а моменти перемикання керування визначимо за допомогою методу фазової площини, який успішно застосовано низкою авторів [10, 2, 11, 12]. Цей метод дає змогу графічно подати у вигляді кривих другого порядку весь перевантажувальний цикл й оцінити фазовий стан системи «візок – вантаж» у кожний момент часу.

Крім того, за допомогою цього методу можна прогнозувати поведінку розглянутої системи, якщо на неї діятимуть ті чи інші зусилля. Але найголовніше в цьому методі полягає в тому, що він дає змогу отримати аналітичні вирази для визначення моментів перемикання функції керування.

Оскільки на кожному етапі керування  $U(t) = U_0 = \text{const}$ , то систему (4.4) можна записати у вигляді

$$\begin{cases} y_1 = b_1 + b_2 t - b_3 \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \cos \lambda t - b_4 \frac{m_2}{m_1} \cdot \sin \lambda t + \frac{U_0}{\lambda^2} \cdot \left[ \frac{g t^2}{2l} + \left( 1 - \frac{g}{l \lambda^2} \right) (1 - \cos \lambda t) \right]; \\ y_2 = b_2 + b_3 \lambda \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \sin \lambda t - b_4 \lambda \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \cos \lambda t + \frac{U_0}{\lambda} \cdot \left[ \frac{g t}{l \lambda} + \left( 1 - \frac{g}{l \lambda^2} \right) \cdot \sin \lambda t \right]; \\ y_3 = b_1 + b_2 t + b_3 \cdot \cos \lambda t + b_4 \cdot \sin \lambda t + \frac{U_0 \cdot g}{l \lambda^2} \cdot \left[ \frac{t^2}{2} - \frac{1}{\lambda^2} \cdot (1 - \cos \lambda t) \right]; \\ y_4 = b_2 - b_3 \lambda \sin \lambda t + b_4 \lambda \cdot \cos \lambda t + \frac{U_0 \cdot g}{l \lambda^2} \cdot \left[ t - \frac{\sin \lambda t}{\lambda} \right]. \end{cases} \quad (4.5)$$

Успішне застосування методу фазової площини багато в чому залежить від вибору системи координат. Зручно розглядати процес руху досліджуваної моделі в системі координат  $(\xi_1, \xi_2)$ , де

$$\xi_1 = (y_3 - y_1) \cdot \lambda; \quad (4.6)$$

$$\xi_2 = (y_4 - y_2) \cdot \lambda. \quad (4.7)$$

У такій системі координат траєкторії перехідних процесів системи «візок – вантаж» описуються колами, центри яких зміщені відносно осі  $\xi_2$  на величину  $U_0 / \lambda$ . Це впливає з рівняння кіл, які дістають підстановкою координат системи (4.5) у (4.6) і (4.7)

$$\left( \xi_1 + \frac{U_0}{\lambda} \right)^2 + \xi_2^2 = \left( \frac{U_0}{\lambda} \right)^2 + \lambda^2 \cdot \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \right)^2 \cdot (b_4^2 + b_3^2) + 2U_0 b_3 \cdot \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \right). \quad (4.8)$$

Отже, розгону візка буде відповідати сім'я кіл із центром у точці  $O_1 \left( -\frac{K - W}{m_1 \lambda}, O \right)$  (рис. 4.2), а процесу гальмування візка буде відповідати сім'я кіл з центром у точці  $O_2 \left( -\frac{N + W}{m_1 \lambda}, O \right)$ . На деякій стадії перевантажувального циклу можливий рух візка в зворотному напрямі. У цьому разі знак при  $W$

змінюється на протилежний, тому розгону візка в зворотньому напрямі відповідатиме сім'я кіл із центром у точці  $-O_3\left(\frac{N-W}{m_1\lambda}, O\right)$ , а гальмуванню – сім'я кіл із центром у точці  $O_4\left(-\frac{K+W}{m_1\lambda}, O\right)$ .

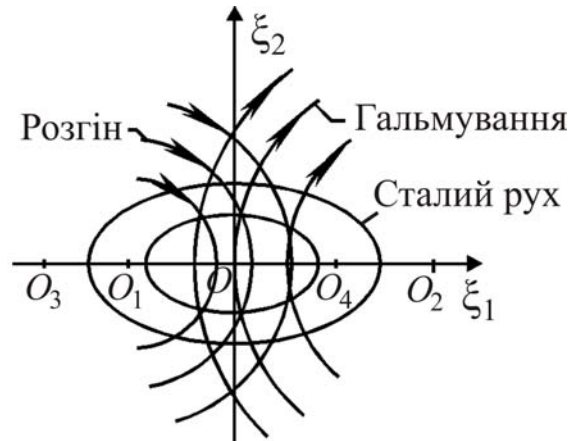


Рис. 4.2. Типи фазових обмежень

Із рівняння (4.8), випливає, що радіуси розглянутих кіл залежать від початкових фазових координат, і рух по них відбувається за годинниковою стрілкою рівномірно з кутовою швидкістю  $\lambda$ . Отже, можна визначити час руху на будь-якій ділянці фазової траєкторії. Цей час визначається залежністю

$$t_i = \varphi_i / \lambda, \quad (4.9)$$

де  $\varphi_i$  – центральний кут, на який спирається дуга кола (рис. 4.2);  $i$  – номер етапу;  $n$  – кількість етапів руху;  $i = 1, \dots, n$  – номер етапу.

Постійний режим руху системи, коли візок рухається з номінальною швидкістю, а вантаж здійснює вільні коливання, описується системою рівнянь (4.2) при  $\dot{y}_2 = 0$ , розв'язання яких має вигляд

$$\begin{cases} y_1 = y_{10} + y_{20} \cdot t; \\ y_2 = y_{20}; \\ y_3 = y_{10} + y_{20} \cdot t + (y_{30} - y_{10}) \cdot \cos \mu t + \mu^{-1} \cdot (y_{40} - y_{20}) \cdot \sin \mu t; \\ y_4 = y_{20} - (y_{30} - y_{10}) \cdot \mu \sin \mu t + (y_{40} - y_{20}) \cdot \cos \mu t, \end{cases} \quad (4.10)$$

$$\text{де } \mu = \sqrt{\frac{g}{l}}.$$



Для отримання закону  $U(t)$  при постійному русі систему рівнянь (4.1) слід записати відносно  $U(t)$  при  $\ddot{y}_1 = 0$ . У результаті дістаємо диференціальне рівняння

$$\ddot{U}(t) + \left( \frac{g}{l} \right) \cdot U(t) = 0. \quad (4.11)$$

Рівняння (4.11) має таке розв'язання

$$U(t) = -\frac{m_2 g}{m_1 l} \cdot \left[ (y_{30} - y_{10}) \cdot \cos \mu t + \mu^{-1} \cdot (y_{40} - y_{20}) \cdot \sin \mu t \right]. \quad (4.12)$$

Використовуючи вирази (4.6), (4.7) і (4.10), було встановлено, що режиму постійного руху на фазовій площині  $(\xi_1, \xi_2)$  відповідає еліпс, рівняння якого записується у вигляді

$$\frac{\xi_1^2}{\xi_{10}^2 + (\mu^{-1} \lambda \xi_{20})^2} + \frac{\xi_2^2}{(\xi_{10} \cdot \mu^{-1} \lambda)^2 + \xi_{20}^2} = 1,$$

де  $\xi_{10}, \xi_{20}$  – початкові фазові координати.

Рух по еліпсу відбувається рівномірно з кутовою швидкістю  $\mu$  за годинниковою стрілкою, а тривалість будь-якого етапу сталого режиму визначається залежністю

$$t_i = \alpha_i / \mu, \quad (4.13)$$

де  $\alpha_i$  – кут між відрізками, які з'єднують початок координат з граничними точками досліджуваної ділянки еліпса (рис. 4.2).

У кінці перевантажувального циклу фазова точка має розміщуватися на початку координат фазової площини при виконанні умов

$$y_1 = S; \quad (4.14)$$

$$y_2 = 0. \quad (4.15)$$

## 4.2. Оптимальне керування демпфіруванням коливань вантажу

### 4.2.1. Постановка оптимізаційної задачі

Сформулюємо оптимізаційну задачу у наступному вигляді (задача 1): визначити закон керування, який містить мінімальну кількість перемикачів, при котрому візок із підвішеним на канаті вантажем переміститься на задану відстань  $S$  за мінімальний час із повним демпфіруванням коливань вантажу у кінці руху. При цьому повинно бути виконано обмеження на керування

$$-(N + W \cdot \text{sign} y_2) / m_1 \leq U(t) \leq (K - W \cdot \text{sign} y_2) / m_1. \quad (4.16)$$

Оскільки вигляд оптимального закону керування вже був установлений з принципу максимуму, то для розв'язання поставленої задачі залишається визначити тимчасові моменти перемикання керування.

Розглянемо процес руху досліджуваної моделі на фазовій площині  $(\xi_1, \xi_2)$ . Рух починається зі стану спокою

$$y_{10} = y_{20} = y_{30} = y_{40} = 0,$$

якому на фазовій площині відповідає початок координат.

Можна однозначно встановити траєкторію першого етапу перевантажувального циклу, тому що відома початкова фазова координата – це окружність  $J_1$  (рис. 4.3) з центром  $O_1\left(-\frac{K-W}{m_1\lambda}, 0\right)$ , яка проходить через початок координат і відповідає розгону візка. Уже на цій стадії дослідження можна з упевненістю сказати про величину максимального відхилення вантажу від вертикалі  $\Delta_{\max}$  при розгоні візка, якщо до неї прикладене постійне рушійне зусилля. Як видно з рис. 4.3

$$\Delta_{\max} \leq 2 \cdot \frac{K-W}{m_1\lambda^2}.$$

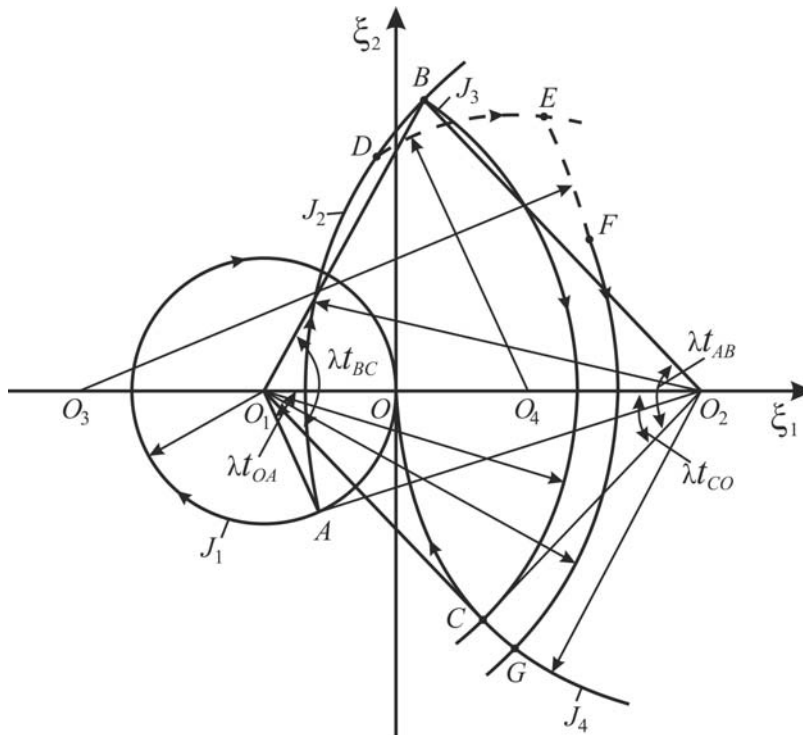


Рис. 4.3. Оптимальний закон керування без врахування фазових обмежень

Отже, сформульована оптимізаційна задача зводиться до потрапляння найкоротшим шляхом з будь-якої точки окружності у початок координат так, щоб у цій точці виконувалась умова (4.14) и (4.15).

Очевидно, що тривалість першого етапу визначається з умови (4.14). Тому, алгоритм пошуку оптимального розв'язання повинен бути загальним для усіх точок окружності  $J_1$ .

Припустимо, що гальмування візка починається у точці  $A$ . Подальший рух буде відбуватися за окружністю гальмування  $J_2$  із центром у точці  $O_2\left(\frac{N+W}{m_1\lambda}, 0\right)$ , але по цій траєкторії, як видно з рис. 4.3, неможливо потрапити у точку  $O$ . Єдиною траєкторією гальмування, яка перетинає через цю точку, є окружність  $J_4$  із центром  $O_2$ . Оскільки окружності  $J_2$  і  $J_4$  не мають спільних точок, тому що є концентричними, то перехід з однієї окружності на іншу можливий тільки за траєкторією розгону типу  $J_3$ .

Таким чином, доводиться обов'язково наявність етапу розгону на стадії гальмування візка. Із множини траєкторій типу  $J_3$  варто вибрати таку, щоб у точці  $O$  виконувалась умова (4.15). Фактично, із цієї умови визначиться тривалість другого етапу, знаючи яку, можна однозначно визначити тривалість двох останніх етапів  $t_{BC}$  і  $t_{CO}$ , використовуючи формулу (4.9).

Для цього необхідно визначити координати точки  $C$  ( $\xi_{1c}, \xi_{2c}$ ) на перетині двох окружностей  $J_3$  і  $J_4$ .

У результаті отримаємо

$$t_{BC} = \frac{1}{\lambda} \left[ \arctg \frac{\xi_{2b}}{U_O/\lambda + \xi_{1b}} + \arctg \frac{\xi_{2c}}{U_O/\lambda + \xi_{1c}} \right]; \quad (4.17)$$

$$t_{CO} = \frac{1}{\lambda} \arccos \left[ 1 - \frac{\lambda \cdot \xi_{1c}}{U_O} \right]. \quad (4.18)$$

Розглянемо окремий випадок, коли на ділянці  $AB$  швидкість візка досягає нуля, наприклад, у точці  $D$  і серед точок дуги  $AD$  не знайдено такої, щоб виконувалася умова (4.14). Подальший рух буде відбуватися у зворотному напрямі, але відомо, що при зміні знака швидкості візка зусилля статичного опору також змінює напрям. На фазовій площині це відображається так, що дуга  $AB$  у точці  $D$  піддається зламу і подальший рух буде відбуватися за дугою  $DE$  з центром  $O_4\left(-\frac{K+W}{m_1\lambda}, 0\right)$ , яка відповідає розгону візка у зворотному

напрямі, і дузі  $EF$  з центром у точці  $O_3\left(-\frac{K+W}{m_1\lambda}, 0\right)$ , яка відповідає гальмуванню візка до нульової швидкості при зворотному русі. Таким чином, у розглянутому окремому випадку оптимальне вирішення варто шукати серед траєкторій типу  $OADEFGO$ , а тривалості етапів визначаються наступним чином: етапи  $AD$  і  $EF$  визначаються шляхом розв'язання трансцендентного рівняння  $y_2 = 0$  [13], використовуючи вираз для  $y_2$  з (4.5); етап  $DE$  – з умови

(4.15), а етапи  $FG$  і  $GO$  – за формулою (4.9). Тут і в подальшому аналітичні вирази для визначення тривалості етапів, отриманих за допомогою формул (4.9) не наводяться через їх громіздкість.

Розглянутий окремий випадок, як показують численні розрахунки, часто виникає при великих довжинах підвісу (понад 20 м), коли протягом достатньо тривалих проміжків часу на рух візка істотно не впливає вантаж, який коливається, і швидкість візка може змінюватися у широкому діапазоні, включаючи і область від’ємних значень.

На рис. 4.4 показані графіки перехідних процесів, отримані у результаті розв’язання на ЕВМ поставленої оптимізаційної задачі за описаною методикою. Для розрахунку взяті параметри візка мостового грейферного крана:  $m_1 = 10300$  кг;  $m_2 = 6000$  кг;  $K = 6000$  Н;  $F = 1000$  Н;  $l = 5$  м.

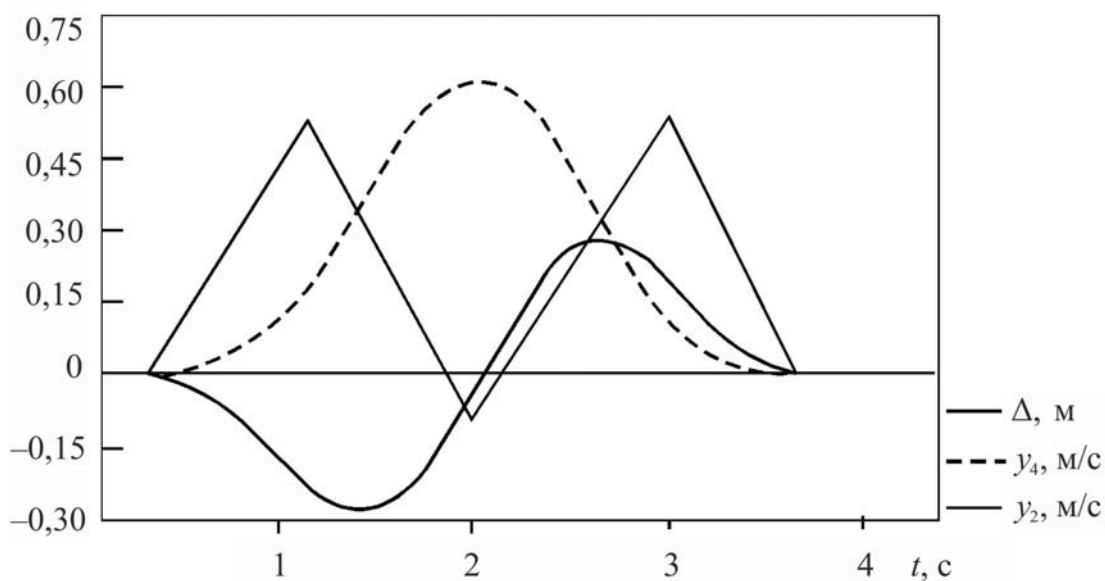


Рис. 4.4. Графіки перехідних процесів при оптимальному керуванні без урахування фазових обмежень. Мостовий кран в/п 5+5 т (Харцизький канатний завод)  
 $m_1 = 10,3$  т;  $m_2 = 0,6$  т;  $K = 6$  кН;  $W = 1$  кН;  $S = 1$  м;  $N = 6$  кН;  $l = 5$  м

Отримані розв’язання Задачі 1 можуть мати практичне застосування у тих випадках, коли швидкість візка не досягає свого номінального значення, наприклад, при переміщенні вантажу на невелику відстань.

Розв’яжемо оптимізаційну задачу [14] у наступній постановці (Задача 2): визначити закон керування  $U(t)$ , який містить мінімальну кількість перемикачів, при котрому візок із підвішеним на канаті вантажем переміститься на задану відстань за найкоротший час із повним демпфіруванням коливань вантажу у кінці руху. При цьому повинні бути виконані обмеження на керування (4.16) і на швидкість пересування візка

$$|y_2| \leq v_0, \quad (4.19)$$

де  $v_0$  – номінальна швидкість пересування візка.

Розглянемо процес руху досліджуваної моделі на фазовій площині ( $\xi_1, \xi_2$ ). Першому етапу перевантажувального циклу відповідає окружність  $J_1$  (рис. 4.5) і припустимо, що у точці  $A$  швидкість візка досягла свого номінального значення  $v_0$ . Подальший рух візка буде відбуватися зі сталою швидкістю, а вантаж здійснювати вільні коливання. На фазовій площині цьому етапу відповідає еліпс  $J_2$ , який проходить через точку  $A$ . Припустимо, що на дузі  $OA$  немає точки, з якої можна було б потрапити у початок координат при виконанні умов (4.14) і (4.15), тому що цей випадок буде відповідати задачі 1. Це припущення дає підставу вважати тривалість першого етапу  $t_{OA}$  сталою і незалежною від  $S$ . Величина  $t_{OA}$  визначається шляхом розв'язання рівняння  $y_2 = v_0$  з використанням виразу для  $y_2$  з (4.5). Величина  $S$  буде визначати тривалість другого етапу – руху візка зі сталою швидкістю, і, відповідно, необхідно розробити алгоритм, який дозволяє отримати розв'язання поставленої задачі для будь-якої точки еліпса. Розглянемо алгоритм пошуку оптимального розв'язання, наприклад, для точки  $B$ . Провівши роздуми, аналогічні тим, що були зроблені при розв'язанні задачі 1, можна показати, що розв'язання поставленої задачі зводиться до вибору з сімейства траєкторій типу  $BCDO$  такої, щоб на початку координат була виконана умова (4.15), а умова (4.14) визначить положення точки  $B$  на еліпсі  $J_2$ . Якщо, наприклад, у точці  $E$  зміниться напрям руху візка, то оптимальне розв'язання варто шукати серед траєкторій типу  $BEFGHO$ .

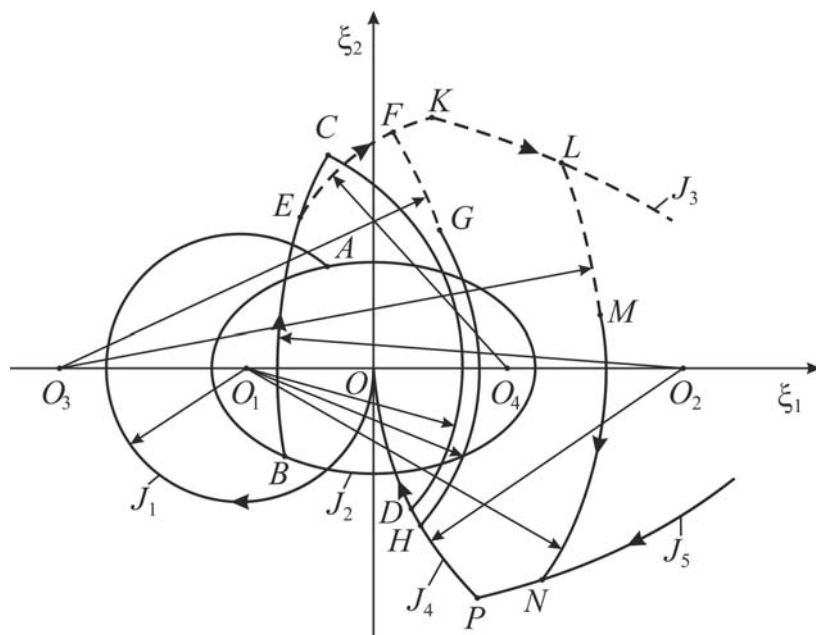


Рис. 4.5. Оптимальний закон керування з обмеженням швидкості пересування

Далі зупинимосся на розгляді тих особливостей алгоритму, які пов'язані з наявністю обмежень (4.19). Дослідимо етап  $EF$  – розгін візка у зворотному напрямі. Оскільки швидкість візка обмежена, то природно припустити, що на окружності, якій належать точки  $E$  і  $F$ , знаходиться така точка  $K$ , у якій  $y_2 = -v_0$  і, якщо серед всіх точок дуги  $EK$  такої нема, щоб траєкторія типу  $BKFGHO$

задовольняла умові (4.15), то розв'язання варто шукати серед точок еліпса  $J_3$ , який відповідає руху візка з номінальною швидкістю у зворотному напрямі.

Тепер дослідимо етап  $DO$  – гальмування візка до повної зупинки. Цей етап можна умовно розглядати, як розгін візка з нульової фазової відстані при зворотному плині часу, коли  $U_0 = (N + W)/m_1$ . Природно припустити, що на окружності  $J_4$  існує деяка точка  $P$ , у якій  $y_2 = v_0$ . Тому, якщо при розв'язанні задачі 1 можна було потрапити на окружність  $J_4$  у будь-якому місці, то у розглянутому випадку через обмеження (4.18) допустимою ділянкою цієї окружності є тільки дуга  $OP$ , а відкинута з розгляду частина траєкторії замінюється еліпсом, який проходить через точку  $P$ . Тому розв'язання поставленої оптимізаційної задачі у загальному вигляді зводиться до пошуку траєкторії переходу з ділянок  $BE$ ,  $EK$  або еліпса  $J_3$  на ділянку  $OP$  або еліпс  $J_5$ . Критерій пошуку залишається колишнім – виконання умови (4.15) у точці  $O$ . Таким чином, розв'язанням задачі можуть бути траєкторії достатньо складні, наприклад, типу  $BEKLMNPO$ . Це залежить в основному від положення точки  $B$  на еліпсі  $J_2$  або, що теж саме, від фазового стану системи «візок – вантаж» перед початком гальмування.

Визначення діяльності кожного етапу залежить від типу траєкторій. Зробимо це для найбільш важкої траєкторії –  $BEKLMPO$ :

$t_{BE}$ ,  $t_{LM}$  – знаходиться з рівняння  $y_2 = 0$ , де  $y_2$  з (50);  $t_{EK}$  – з рівняння  $y_2 = -v_0$ ;  $t_{KL}$  – з умови (4.15);  $t_{MN}$  – з формули (4.9);  $t_{NP}$  – з формули (4.13);  $t_{PO}$  – з рівняння  $y_2 = v_0$  при зворотному плині часу, коли  $U_0 = (N + W)/m_1$ .

На рис. 4.6 показані графіки перехідних процесів і фазова діаграма, отримані шляхом реалізації на ЕВМ описаного алгоритму пошуку оптимального закону керування з урахуванням обмеження на швидкість пересування візка. Розрахунок виконано для кранового візка, який має номінальну швидкість  $v_0 = 1$  м/с. Останні параметри візка взяті ті ж, що і в задачі 1.

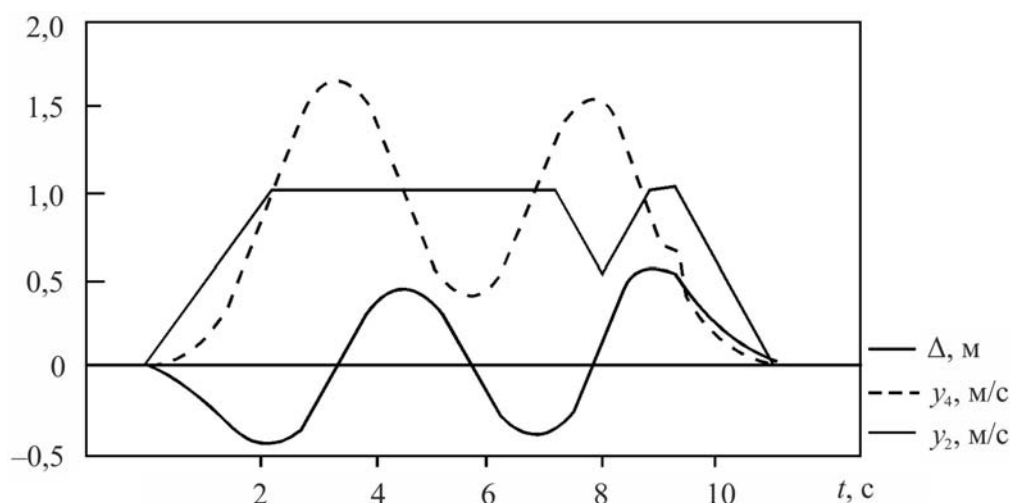


Рис. 4.6. Графіки перехідних процесів при оптимальному керуванні з урахуванням  $y_2$ :

$m_1 = 10,3$  т;  $m_2 = 0,6$  т;  $K = 6$  кН;  $W = 1$  кН;  $S = 8$  м;  $v_0 = 1$  м/с;  $l = 5$  м

Отримані розв'язання задачі 2 можуть бути використані практично для будь-якого крана мостового типу за виключенням тих випадків, коли існує обмеження на величину відхилення вантажу від вертикалі.

При розв'язанні задач оптимального керування припускалася наявність коливань вантажу на етапі сталого руху і робилось припущення, що ці коливання є незгасаючими. Однак, у реальних умовах коливання вантажу з тим чи іншим ступенем загасають внаслідок опору повітря, жорсткості підвіски, зміни жорсткості візка від коливання вантажу і т.д. Тому, при реалізації закону керування можемо отримати від'ємний результат через відмінність розрахункового фазового стану системи «візок– вантаж» на початку гальмування від реального.

Врахуємо загасання коливань вантажу на сталому русі етапу перевантажувального циклу через логарифмічний декремент [15].

Тоді систему диференціальних рівнянь (4.2) можна записати у такому вигляді

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = y_2; \\ \dot{y}_2 = 0; \\ \dot{y}_3 = y_4; \\ \dot{y}_4 = -2 \cdot \varepsilon \cdot y_4 + g(y_1 - y_3)/l, \end{cases}, \quad (4.20)$$

де  $\varepsilon = \gamma/\tau$  – коефіцієнт загасання;  $\gamma = \ln \Delta_1/\Delta_2$  – логарифмічний декремент;  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$  – амплітуди коливань через один період;  $\tau$  – період коливань.

Розв'язання системи рівнянь (4.20) можна отримати, використовуючи метод Ейлера

$$\begin{cases} y_1 = y_{01} + y_{02} t; \\ y_2 = y_{02}; \\ y_3 = y_{01} + y_{02} t + e^{-\varepsilon t} \left\{ (y_{03} - y_{01}) \cos vt + v^{-1} \left[ (y_{04} - y_{02}) + (y_{03} - y_{01}) \varepsilon \right] \sin vt \right\}; \\ y_4 = y_{02} - \varepsilon e^{-\varepsilon t} \left\{ (y_{03} - y_{01}) \cos vt + \left[ (y_{04} - y_{02}) + (y_{03} - y_{01}) \varepsilon \right] v^{-1} \sin vt \right\} + \\ + e^{-\varepsilon t} \left\{ -(y_{03} - y_{01}) v \sin vt + \left[ (y_{04} - y_{02}) + (y_{03} - y_{01}) \varepsilon \right] \cos vt \right\}, \end{cases}$$

$$\text{де } v = \sqrt{\frac{g}{l} - \varepsilon^2}.$$

На фазовій площині  $(\xi_1, \xi_2)$  етап сталого руху візка з урахуванням загасання вантажу представляється у вигляді спіральної кривої (рис. 4.7). Коефіцієнт загасання у кожному конкретному випадку визначається тільки експериментальним шляхом. Алгоритм пошуку оптимального розв'язання розглянутих задач залишається без змін (рис. 4.8).



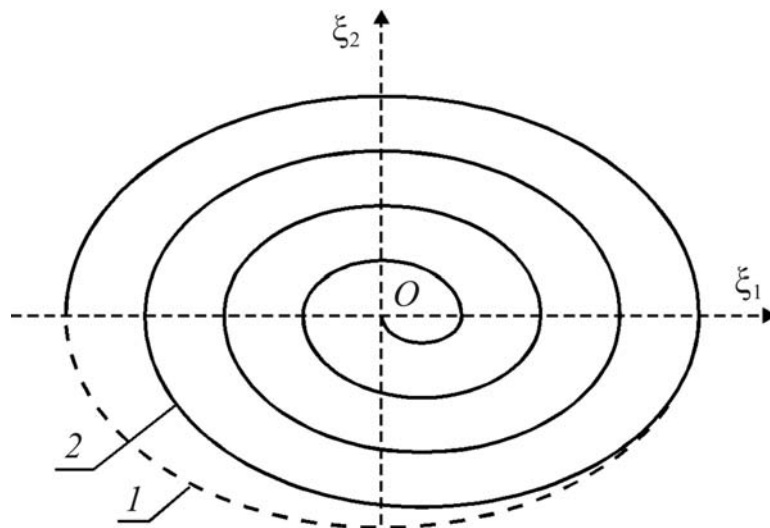


Рис. 4.7. Фазова діаграма сталого руху:  
1 – без урахування загасання коливань вантажу  
2 – з урахуванням загасання коливань вантажу

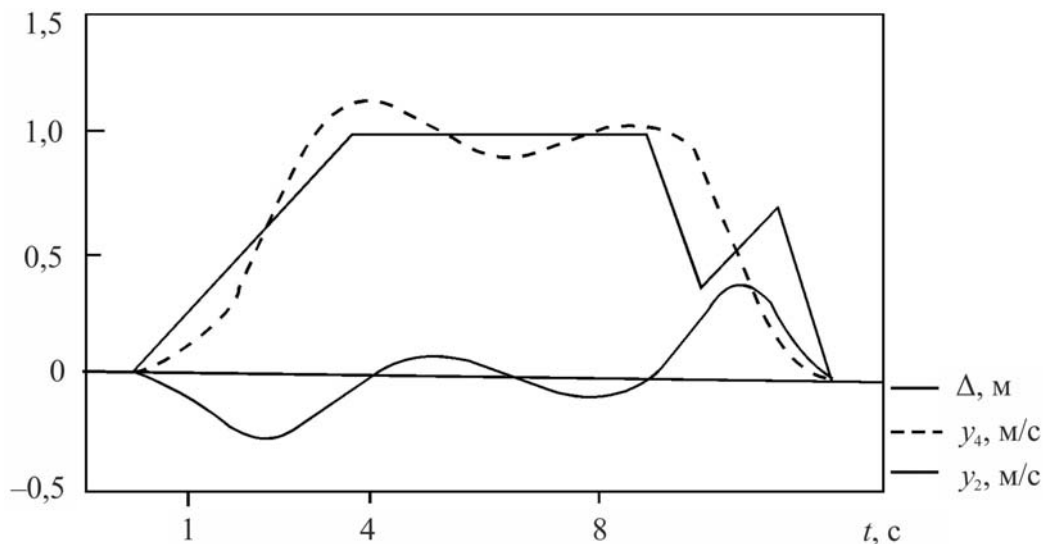


Рис. 4.8. Оптимальне керування краном з урахуванням загасання коливань вантажу  
 $S = 8$  м;  $m_1 = 10,3$  т;  $m_2 = 0,6$  т;  $K = 6$  кН;  $N = 6$  кН;  $W = 1$  кН;  $v_0 = 1$  м/с;  $l = 5$  м;  $\varepsilon = 0,3$

#### 4.2.2. Оптимізація руху крана (візка) з масою більшою за масу вантажу

Розглянемо задачу оптимального переміщення візка з підвішеним на канаті вантажем на задану відстань за мінімальний час при умові, що відхилення вантажу від вертикальної осі у процесі усього перевантажувального циклу не повинно перевищувати заданої величини  $\Delta_0$ . Як показали дослідження, у залежності від величини  $\Delta_0$ , можливі два способи керування.

Нехай  $\Delta_0 \leq \frac{K - W}{m_2 \lambda^2}$ . Тоді оптимальна траєкторія пов'язана з

потраплянням на різноманіття

$$\begin{cases} y_1 - y_2 = -\Delta_0; \\ y_2 - y_4 = 0, \end{cases} \quad (4.21)$$

або в точку  $A$  (рис. 4.9) і подальшим рухом у ньому (тобто при умові, що  $\Delta = \Delta_0$ ).

Очевидно, для того, щоб потрапити у точку  $A$  проекціями оптимальної траєкторії на  $\xi_1$  і  $\xi_2$  повинні бути дуги  $OBA$ .



Рис. 4.9. Проекції фазових траєкторій системи  
на етапі розгону при  $\Delta_0 \leq \frac{K-W}{m_1 \lambda^2}$

Для знаходження моменту часу  $t_1$ , відповідного перемиканню у точці  $B$  ( $\xi_{1B}$ ,  $\xi_{2B}$ ) маємо

$$\left( \xi_{1B} + \frac{W-K}{m_1 \lambda} \right)^2 + \xi_{2B}^2 = \left( \frac{W-K}{m_1 \lambda} \right)^2; \quad (4.22)$$

$$\left( \xi_{1B} + \frac{W+K}{m_1 \lambda} \right)^2 + \xi_{2B}^2 = \left( \frac{W+K}{m_1 \lambda} + \lambda \right)^2;$$

$$\cos \lambda \cdot t_1 = \frac{\frac{K-W}{\lambda m_1} - \xi_{1B}}{\frac{K-W}{\lambda m_1}}. \quad (4.23)$$

Тут і в подальшому рахуємо  $N+K$ .

Для моменту часу  $t_1 + t_2$  попадання у точку  $A$  знаходимо

$$\cos \lambda \cdot t_2 = \frac{\frac{K+W}{\lambda m_1} + \xi_{1B}}{\frac{K+W}{m_1 \lambda} + \lambda \Delta}. \quad (4.24)$$

З рівняння  $y_3(t) - y_1(t) = \Delta_0$  можна знайти рівняння і для руху в (4.21)

$$u = -\Delta_0 \lambda^2. \quad (4.25)$$

Згідно припущенню це допустиме рівняння. З рівняння  $y_2(t_1 + t_2 + t_3) = -V_1$  можна знайти момент часу  $(t_1 + t_2 + t_3)$  досягнення краном номінальної швидкості.

Нехай тепер  $\Delta_0 > \frac{K-W}{m_1 \lambda^2}$  (рис. 4.10) – точка  $O_1$  усередині області допустимих координат.

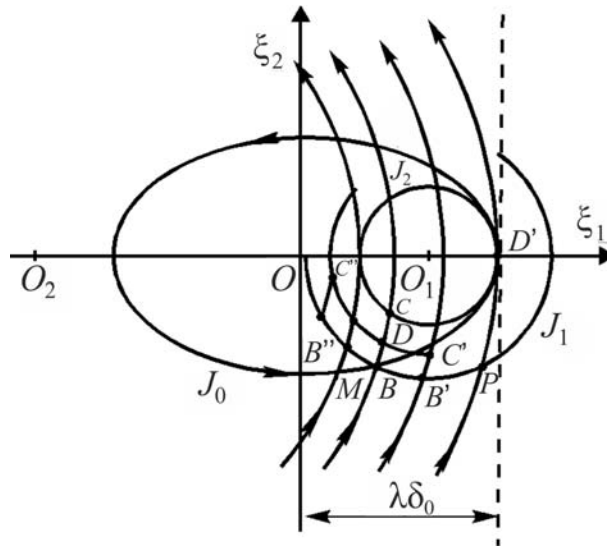


Рис. 4.10. Проекції фазових траєкторій системи на етапі розгону при  $\Delta_0 > \frac{K-W}{m_1 \lambda^2}$

У цьому випадку, щоб не перейти межу  $\xi_1 = \lambda \Delta_0$ , необхідно з окружності  $J_1$  піти на окружність меншого радіусу. При цьому оптимальною буде траєкторія або виду  $OB''C''D$ , де  $D \in J_0$ , або виду  $OB'CD'$ , коли  $t$  достатньо велике. У наведеному нижче прикладі  $t \approx 4\pi/\lambda$ , тому остаточний розгін буде проходити окружністю  $J_2$ .

Але так як, при розгоні окружністю радіусу  $r = \varepsilon \frac{K-W}{m_1 \lambda}$ , де  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ , швидкість крана монотонно зростає

$$\begin{aligned} y_2 &= b_2 + b_3 \lambda \frac{m_2}{m_1} \sin \lambda t + \left(1 - \frac{g}{l \cdot \lambda^2}\right) \frac{K+W}{m_1 \lambda} \sin \lambda t + \frac{W-K}{m_1 \cdot \lambda} \frac{g}{l} t = \\ &= b_2 + (1 - \varepsilon) \frac{W-K}{m_1 + m_2} \frac{m_2}{m_1 \lambda} \sin \lambda t + \frac{W-K}{m_1 + m_2} t, \end{aligned} \quad (4.26)$$

де  $b_2 = \text{const}$ ,

то, як видно з рівняння (4.25) для  $J_2(t)$ , відповідного двом перемиканням

$$J_2(t) = \frac{W-K}{m_1+m_2} \left[ \frac{m_2}{m_1\lambda} (\sin \lambda(t_1+t_2+t_3) - \sin \lambda(t_2+t_3)) + t_1 \right] + \\ + \frac{W+K}{m_1+m_2} \left[ \frac{m_2}{m_1\lambda} (\sin \lambda(t_2+t_3) - \sin \lambda t_3) + t_2 \right] + \\ + \frac{W-K}{m_1+m_2} \left[ \frac{m_2}{m_1\lambda} \sin \lambda t_3 + t_3 \right], \quad (4.27)$$

де  $t_1, t_2, t_3$  – час руху за  $OB, BC, CD$ ; номінальна швидкість буде досягнута швидше всього при можливо меншому  $t_2$ .

Для цього точка  $B$  вибирається між точками  $M$  і  $P$  з умови: кут  $BO_2C$  найменший з кутів  $B'O_2C'$ , де  $B'$  – довільна точка дуги  $MP$ .

Знаючи координати  $B$  і  $C$  у площі  $\xi_1, \xi_2$  можна знайти моменти перемикання керування в цих точках і час закінчення розгону. На цьому розгляд періоду розгону для 2-х випадків закінчується.

Розглянемо тепер у загальному випадку період руху крана з номінальною швидкістю. Нехай в момент досягнення цієї швидкості при розгоні  $J_1 = J_{01}$ ,  $J_2 = -v$ ,  $J_3 = J_{03}$ ,  $J_4 = J_{04}$ .

Тоді в силу системи (4.2) при цих початкових даних отримаємо шляхом інтегрування системи (4.2)

$$J_2(t) = b_2 + b_3\lambda \frac{m_2}{m_1} \sin \lambda t - b_4\lambda \frac{m_2}{m_1} \cos \lambda t + \\ + \int_0^t \left[ \frac{1}{l\lambda^2} + \left( 1 - \frac{1}{l\lambda^2} \cos \lambda(t-\tau) \right) \right] U(\tau) d\tau. \quad (4.28)$$

Закон керування  $U(t)$  для руху з постійною швидкістю можна знайти з рівняння

$$J_2(t) = -v_1.$$

Розв'язуючи це рівняння відносно  $U(t)$  отримаємо

$$U(t) = \frac{m_2}{m_1 l} \left[ (J_{03} - J_{01}) \cos \mu t + (J_{04} - J_{02}) \right] \frac{\sin \mu t}{\mu},$$

де  $\mu = \sqrt{\frac{g}{l}}$ . При будь-якому варіанті розгону крана можна перевірити, що

$$|U(t)| \leq -\frac{K-W}{m_1} \text{ і значить } U(t) \text{ допустиме керування для (4.2).}$$

Застосуємо його після досягнення краном номінальної швидкості, тоді

$$\Delta(t) = J_3(t) - J_1(t) = (J_{03} - J_{01}) \cos \mu t + (J_{04} - J_{02}) \frac{\sin \mu t}{\mu}. \quad (4.29)$$

Звідси проекція фазової траєкторії на площу  $\xi_1, \xi_2$  – еліпс з центром у точці  $O$ , яка проходить через

$$\xi_{01} = (J_{03} - J_{01})\lambda \text{ і } \xi_{02} = (J_{04} - J_{02})\lambda.$$

Таким чином, якщо при розгоні крана дотримувалося обмеження  $|B| \leq B_0$ , то воно виконано і при русі з постійною швидкістю.

Розглянемо тепер випадок, коли при розгоні з  $U = \frac{W - K}{m}$  величина  $\Delta$  не перевищує  $\Delta_0$  (рис. 4.11). Якщо розгін закінчується у точці  $N$  окружності  $J_1$  наступною за точкою  $P$ , то застосовуємо попередні роздуми. Якщо  $N$  лежить між  $O$  і  $M$ , то при досягненні  $J_2 = -v_1$ , залиша-ється скористатися керуванням виду (4.29).

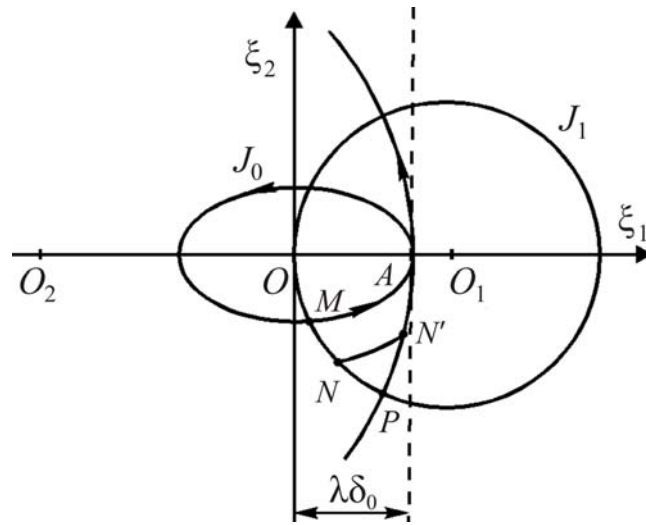


Рис. 4.11. Проекції фазових траєкторій системи на етапі переходу

$$\text{від розгону до рівномірного руху при } \Delta_0 \leq \frac{K - W}{m_1 \lambda^2}$$

Якщо  $N$  лежить між  $M$  і  $P$ , то при  $\Delta_0 \leq \frac{K - W}{m_1 \lambda^2}$  (рис. 4.11) з'явиться ділянка руху крана з номінальною швидкістю  $NN'$ , далі ділянка гальмування  $N'A$  і остаточний розгін пройде в (4.2), при  $\Delta_0 > \frac{K - W}{m_1 \lambda^2}$  (рис. 4.12). Оптимальний розгін варто шукати також як і в припущенні, що при розгоні по  $J_1$ , обмеження на  $\Delta$  порушуються.

У підсумку цей випадок або зводиться до вже розглянутого, або етап розгону буде містити ділянку руху з  $J_2 = -v_1$  і керуванням  $U(t)$  виду (4.29). Момент перемикання керування можна знайти з рис. 4.11, 4.12, а чисельно за допомогою ЕВМ.

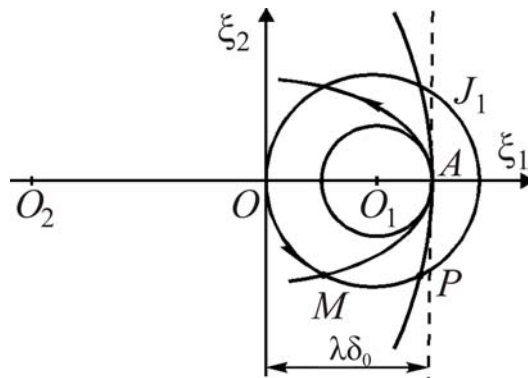


Рис. 4.12. Проекції фазових траєкторій системи на етапі переходу від розгону до рівномірного руху при  $\Delta_0 > \frac{K-W}{m_1 \lambda^2}$

Залишилося побудувати закон оптимального гальмування крана з урахуванням раніше вказаних обмежень. Але перед тим, як розв'язувати задачу потрапляння у початок координат, дослідимо питання оптимальної зупинки у довільний момент руху. Це еквівалентно задачі потрапляння з довільної допустимої фазової точки на пряму (4.30)

$$y_1 - y_3 = 0; \quad y_2 - y_4 = 0; \quad y_2 = 0 \quad (4.30)$$

Перш за все розглянемо процес гальмування після руху крана з номінальною швидкістю (рис. 4.13).

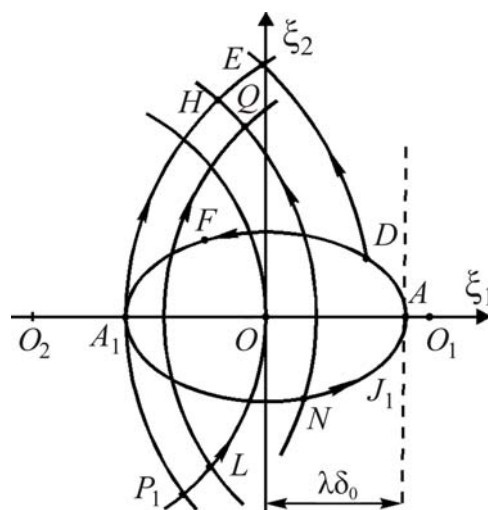


Рис. 4.13. Проекції фазових траєкторій системи на етапі гальмування при  $\Delta_0 \leq \frac{K-W}{m_1 \lambda^2}$

У цьому випадку  $\eta(t) = c_1 + c_3 \sin(\lambda t + \alpha)$ , де  $c_1, c_3, \alpha$  – довільні константи і число перемикань керування усередині області допустимих фазових координат не більше двох (при наявності обмежень).

У процесі зупинки системи, можливий рух крана у зворотній бік ( $y_2 > 0$ ). Це станеться якщо швидкість  $y_2$  на початку гальмування недостатньо велика. Однак, можливість руху у зворотній бік нічого істотно не змінює. Тому для спрощення будемо вважати поки що, що рух відбувається весь час в одному напрямі ( $y_2 < 0$ ), і досягнення деякого стаціонарного стану  $y = (x'_0, 0, x'_0, 0)$

відбудеться при  $U = \frac{K + W}{m_1}$  – ділянка  $P_1O$ . Крім того, число перемикань керування усередині області допустимих фазових координат не більше двох. Розглянемо випадок гальмування після руху з номінальною швидкістю коли  $J_0$  торкається границь  $|\xi_1| = \lambda \Delta_0$ . Потрапляння з окружності  $J_0$  на дугу  $P_1O$ , якою відбувається заключний етап гальмування, відбувається за деякою допустимою траєкторією типу  $NQL$  або  $NHA_1A_1P_1$ , де  $A_1A_1$  – ділянка руху в різноманітті (4.31)

$$y_3 - y_1 = -\Delta_0; y_2 - y_4 = 0; cU = \Delta_0 \lambda^2. \quad (4.31)$$

Очевидно допустимими будуть ті траєкторії (які виходять з  $J_0$  і закінчуються на дузі  $P_1O$ ), котрі лежать у смузі  $|\xi_1| \leq \lambda \Delta_0$  і на них  $y = -v_1$ . Кожній з них відповідає деяка точка окружності  $J_0$ . Множина таких точок на  $J_0$  буде різною в залежності від  $v_1$ .

Будемо вважати, що величина  $v_1$  така, що для  $T_1$  – часу зміни  $y_2$  в системі (4.2) від  $-v_1$  до 0 при  $U = \frac{K + W}{m_1}$

$$\lambda T_1 \approx \pi.$$

Це відповідає наведеному нижче прикладу. Тоді потрапити можна в будь-яку точку дуги  $P_1O$  і множину точок  $J_0$ , з яких неможливо безпосередньо застосувати  $U = \frac{K + W}{m_1}$  – дуга  $DA$ , де точка  $D$  така, що траєкторія  $DEA_1$  приводить в  $A_1$  систему з  $y_2 = -v_1$ .

Для точок дуги  $DA_1$  необхідно рухатися траєкторією  $DEA_1$ , яка приводить у точку  $A_1$  систему  $y_2 = -v_1$ , після чого необхідно рухатися траєкторією  $J_0$  і продовжувати пошук точки початку гальмування за вище викладеною методикою, а саме, за траєкторією типу  $NHA_1$  приходимо в точку  $A_1$  після чого відбувається рух у різноманітті (4.31) до досягнення швидкості  $v_2$  такої, що подальший рух призводить в 0 з  $y_2 = 0$ .

Величину  $v_2$  знайдемо з рівняння (4.27) для  $y_2$  системи (4.2) зі зворотнім часом [8]. Для точки  $P_1$  маємо



$$\begin{cases} \left( \xi_{1P_1} - \frac{K-W}{m_1\lambda} \right)^2 + \xi_{2P_1}^2 = \left( \lambda\Delta_0 - \frac{K-W}{m_1\lambda} \right)^2 \\ \left( \xi_{1P_1} - \frac{K-W}{m_1\lambda} \right)^2 + \xi_{2P_1}^2 = \left( \frac{K-W}{m_1\lambda_2} \right)^2 \end{cases} \quad (4.32)$$

$$\xi_{1P_1} = -\frac{m_2\lambda(\lambda\Delta_0)^2 + 2\lambda\Delta_0(K-W)}{4K}.$$

Звідси знаходимо час на кожному етапі руху

$$t_0 = t_{OP_1} = \frac{1}{\lambda} \arccos \frac{\frac{W+K}{m_1\lambda} + \xi_{1P_1}}{\frac{W+K}{m_1\lambda}}; \quad t_B = t_{P_1A_1} = \frac{1}{\lambda} \arccos \frac{\frac{W+K}{m_1\lambda} + \xi_{1P_1}}{\frac{K-W}{m_1\lambda} + \lambda\Delta_0}. \quad (4.33)$$

Підставимо  $t_{OP_1}$  і  $t_{P_1A_1}$  у рівняння (4.27)

$$\begin{aligned} v_2 = -y_2(t_0 + t_B) &= \frac{g}{\lambda^2 l} \left[ \frac{W+K}{m_1} t_B + \frac{W-K}{m_1} t_B \right] + \\ &+ \left( 1 - \frac{g}{\lambda^2 l} \right) \left[ \frac{K+W}{m_1\lambda} (\sin \lambda(t_0 + t_B) - \sin \lambda t_B) + \frac{W-K}{m_1\lambda} \sin \lambda t_B \right]. \end{aligned} \quad (4.34)$$

Тому що при русі у різноманітті (4.31) швидкість крана змінюється лінійно, то час руху в (4.31)

$$t_7 = \frac{v_1 - v_2}{\Delta} \frac{l}{g};$$

і час досягнення  $A_1$  з довільної точки  $F$  дуги  $DA_1$ :

$$t_{FA} = \frac{1}{\lambda} \left[ \pi - \arccos \frac{\xi_{1F}}{\Delta_0\lambda} \right].$$

Нехай тепер гальмування починається в точці  $N_1$ , яка лежить на дузі  $A_1D_1$ . Тоді спочатку можна застосувати  $U = \frac{K+W}{m_1}$ .

Якщо на ділянці  $NH$  знайдеться точка  $Q$ , така що застосовуючи після її досягнення  $U = \frac{W-K}{m_2}$  потрапимо у деяку точку  $L$  дуги  $P_1O$  з  $y_2$  рівним  $y_1$  для зворотної системи у цій же точці при русі з 0, то оптимальною буде траєкторія  $NQLO$ . Якщо такої точки  $Q$  не існує, то траєкторією  $NHA_1$ , потрапимо в  $A_1$ . Подальший рух вже досліджено При цьому

$$t_5 = t_{NH} = \frac{2}{\lambda} \arcsin \frac{\sqrt{(\xi_{1H} - \xi_{1N})^2 + (\xi_{2H} - \xi_{2N})^2}}{2K},$$

$$\text{де } R = \sqrt{\xi_{1H} + \frac{K+W}{m_1\lambda} + \xi_{2H}^2},$$

$$\xi_{1H} = \frac{R - (\lambda\Delta_0) - 2\Delta_0 \frac{K-W}{m_2} - \left( \frac{K+W}{m_1\lambda} \right)}{4K} m_1\lambda, \quad (4.35)$$

$$\xi_{2H} = \sqrt{R^2 - \xi_{1H} + \frac{K+W}{m_1\lambda}}$$

$$t_6 = t_{HA_1} = \frac{1}{\lambda} \arcsin \frac{\xi_{2H}}{\frac{K+W}{m_1\lambda} + \lambda\Delta_0}.$$

Розглянемо випадок, коли  $J_0$  не торкається границь

$$|\xi_1| = \lambda\Delta_0.$$

Якщо  $\Delta_0 \leq \frac{K+W}{m_1\lambda^2}$  (рис. 4.14), то всі роздуми аналогічні попереднім, але

множиною точок  $J_0$ , після досягнення яких неможливо відразу застосувати

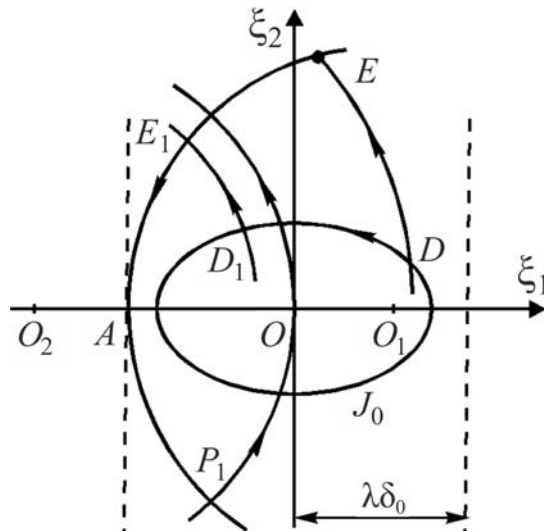


Рис. 4.14. Проекції фазових траєкторій системи

на етапі гальмування при  $\Delta_0 \leq \frac{K+W}{m_1\lambda^2}$

керування  $U = \frac{K+W}{m_1}$ , буде деяка дуга  $DD_1$  (при достатньо малих півосях  $I_0$  її взагалі не буде). І якщо точка, яка відповідає початку гальмування лежить на  $DD_1$ , то продовжуючи рухатися по  $I_0$  досягаємо  $D_1$ , а далі по  $D_1E_1A_1$  потрапляємо в  $A_1$ . Подальший закон руху описаний вище.

Якщо  $\Delta_0 > \frac{K+W}{m_1\lambda^2}$ , то замість можливого гальмування у різноманітті

(4.31) – рис. 4.14 (точка  $A_1$ ) з'явиться ділянка гальмування на окружності  $I_3$  – рис. 4.15.

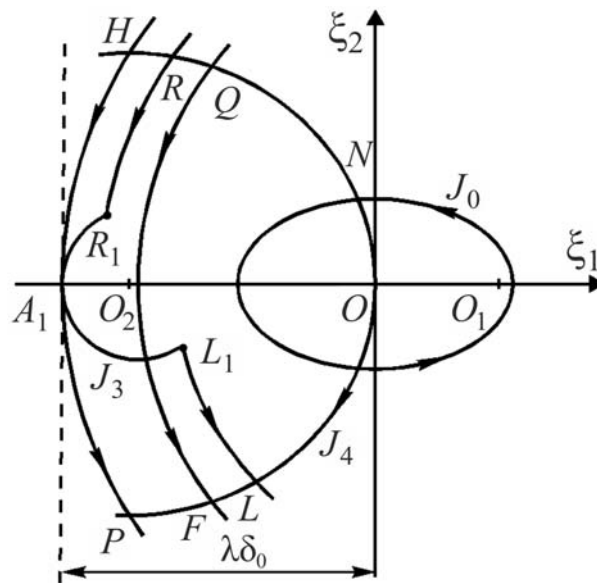


Рис. 4.15. Проекції фазових траєкторій системи на етапі гальмування при  $\Delta_0 > \frac{K+W}{m_1\lambda^2}$

Запропонуємо, гальмування починається у деякій точці  $N$  еліпса  $I_0$ . Якщо на дузі  $NH$  знайдеться точка  $Q$  така, що  $NQFO$  приводить в  $0$  з  $y_2 = 0$ , то це оптимальна траєкторія. У протилежному випадку з'явиться ділянка проміжного гальмування на  $I_3$  і оптимальною буде деяка траєкторія типу  $NRR_1A_1L_1LO$  у якій ділянка, котра лежить на  $I_3$  містить точку  $A_1$ . Вибрати її можна порівнюючи усі подібні траєкторії. Ця ж схема знаходження закону керування  $U(t)$  для оптимального за швидкодією гальмування застосовна і у тому випадку, коли гальмування починається до досягнення краном номінальної швидкості. Якщо в момент початку гальмування швидкість крана була малою, то можливо рух у зворотній бік з  $U_3 = -\frac{K+W}{m_1}$  (4.36) або  $U_4 = \frac{K-W}{m_1}$  (4.37).

При цьому, як видно з (4.4) проекціями траєкторій систем (4.36) і (4.37) на площу  $\xi_1, \xi_2$  будуть окружності

$$\begin{aligned} \left( \xi_1 + \frac{W-K}{m_1 \lambda} \right)^2 + \xi_2^2 &= \left( b_3 \lambda^3 \frac{1}{9} - \frac{W+K}{m_1 \lambda} \right)^2 + \left( b_4 \frac{1}{9} \lambda^3 \right)^2; \\ \left( \xi_2 + \frac{K-W}{m_1 \lambda} \right)^2 + \xi_2^2 &= \left( b_3 \lambda^3 \frac{1}{9} + \frac{K-W}{m_1 \lambda} \right)^2 + \left( b_4 \lambda^3 \frac{1}{9} \right)^2; \end{aligned} \quad (4.38)$$

з центрами в точках  $O_3(\frac{K+W}{m_1 \lambda}, 0)$  і  $O_4(\frac{W-K}{m_1 \lambda}, 0)$  відповідно.

На рис. 4.16 показана траєкторія гальмування у випадку руху крана у зворотному напрямі – ділянка  $HSN$ .

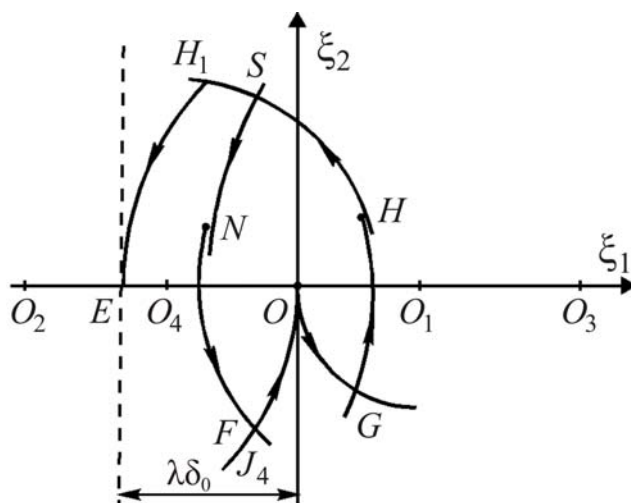


Рис. 4.16. Проекція фазових траєкторій системи у випадку руху крана у зворотному напрямі

Нехай гальмування починається у точці  $G$ . Тому що швидкість  $y_2$  на початку гальмування невелика, то застосовуючи  $U = \frac{K+W}{m_1}$  досягнемо деякої

точки  $H$ , де  $y_2 = 0$ . Після неї «гальмівним» буде керування  $U = \frac{K-W}{m_1}$  і кран почне рухатися у зворотному напрямі. Заключний етап гальмування, як і раніше, буде проходити по  $I_4$ , і потрапляння на цю окружність з відповідною швидкістю з деякої точки  $S$  дуги  $HN_1$ , відбудеться з  $U = \frac{-K - W \text{sign} y_2}{m_1}$  у

( $N_{i2} = 0$ ) момент часу, відповідній точці  $S$ , може бути знайдений з порівняння всіх подібних траєкторій за допомогою ЕВМ. При цьому всі моменти часу, відповідні наступним перемиканням керування, знаходяться автоматично. Розглянемо тепер процес гальмування, при якому зупинка крана відбувається у деякому довільному, наперед заданому місці. У нашому випадку це початок

координат фахового простору. Із загального розв'язання системи (4.4) видно, що  $J_1$  можна представити у вигляді

$$J_1(t) = f(t) + I(U_1 t),$$

де  $f(t)$  – деяка безперервна функція і

$$I(U_1 t) = \int_0^t \left[ \frac{g}{l\lambda^2}(t - \tau) + \left( \frac{1}{\lambda} - \frac{g}{l\lambda^3} \right) \sin \lambda(t - \tau) \right] U(\tau) d\tau, \quad (4.39)$$

Інтегральний оператор Вольтера з безперервним ядром. Якщо закон гальмування  $U(t)$  безперервно залежить від точки початку гальмування у сенсі простору  $L(0, \infty)$  то і  $J_1(t)$  безперервно залежить від точки початку гальмування. Значить у цьому випадку на оптимальній траєкторії, відповідній періоду розгону або рівномірного руху крана, знайдеться точка  $z$  така, що описаний вище процес гальмування, який починається у ній, закінчується у початку координат. У цьому випадку розв'язання всієї задачі зводиться до знаходження точки  $z$ . Однак, якщо не траєкторії існує ділянка  $DA_1$  – рис. 4.13, або  $DD_1$  – рис. 4.14, то безперервна залежність  $U(t)$  від початкової точки порушується у  $D$  і точки  $z$  може не існувати. Тоді, очевидно, оптимальна траєкторія починається у  $D$  (рис. 4.17) і по  $DEA_1$ , потрапляє на границю  $\xi_1 = -\lambda\Delta_0$  з  $y_2 = -v_1$ . Але тепер, на відміну від раніше знайденого закону гальмування з  $D$ , додається ділянка  $A_1BB_1A_1$ , яка дає можливість перенести точку зупинки крана на початок координат.

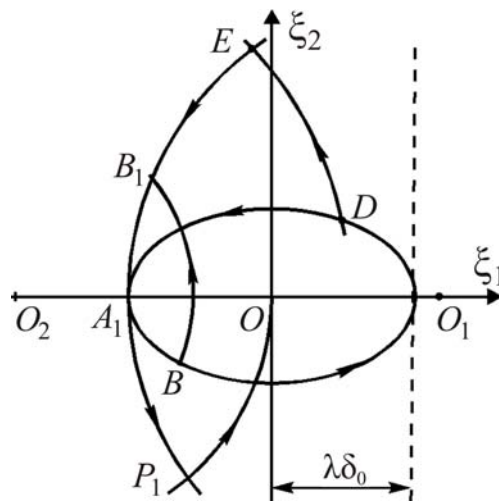


Рис. 4.17. Проекція фазових траєкторій системи при гальмуванні

При цьому точка  $B$ , а значить і  $B_1$  вибирається так, щоб відстань переносу дорівнювала  $J_1$  в момент зупинки при загальному гальмуванні з  $D$ .

Таким чином, ми отримаємо оптимальну за швидкодією або достатньо близьку до неї функцію керування  $U(t)$ . Вона кусково-неперервна і є реальним

допустимим керуванням на кожному інтервалі неперервності, так як привод може бути розрахований [16] на забезпечення постійних зусиль, необхідних для досягнення номінальної швидкості  $v_1$  і гальмування. Синусоїдальний закон керування (для рівномірного руху) може бути забезпечений на як завгодно більшому відрізку часу. Візьмемо тепер реальне керування  $U_3(t)$ , яке від знайденого відрізняється тим, що замість розривів у нього гладке, майже лінійне «сполучення» кусків неперервності [17] і перехід  $c(x_1 - x_2)$  від 0 до  $K$  або  $-K$  відбувається, наприклад, за  $t_1 = 0,2$  с. Тоді для розв'язання системи (4.2) з  $U(t)$ , знайдене раніше і  $U_3(t)$ , яке виходить з  $U(t)$  шляхом розриву лінійною ділянкою.

$$|J_3(t_1 U(t)) - J_3(t_1 U_3(t))| \leq \frac{Kg}{m_1 l} \frac{22t_1^4}{120} = 0,0000691 \text{ м};$$

$$|J_1(t_1 U(t)) - J_1(t_1 U_3(t))| \leq \frac{1}{3} \frac{K}{m_1} t_1^2 + \frac{m_2}{m_1} \frac{Kg}{m_1 l} \frac{22t_1^4}{120} = 0,0042106 \text{ м};$$

$$|J_4(t_1 U(t)) - J_4(t_1 U_3(t))| \leq \frac{Kg}{m_1 l} \frac{t_1^3}{3} = 0,006282 \text{ м/с};$$

$$|J_4(t_1 U(t)) - J_2(t_1 U_3(t))| \leq \frac{m_2}{m_1} \frac{Kg}{m_1 l} \frac{t_1^3}{3} = 0,0004346 \text{ м/с}.$$

Очевидно, величинами такого порядку можна знехтувати. Після цього залишається з рівняння знайти  $\gamma(t)$ , що і дає закон оптимального за швидкодією керування гідростатичним або тиристорним приводом.

Нижче розглянуто приклад для мостового крана вантажопідйомністю 30/5 т прогоном 22,5 м виробництва Харківського заводу підйомно-транспортного обладнання ім. В.І. Леніна. Роздільний регульований гідростатичний привод механізму пересування крана включає насоси ПД №5, гідромотори ПМ №5, привідні електродвигуни АО-62-4.

При цьому чисельні значення параметрів цього крана, які входять в систему на рис. 4.18 наступні:  $m_1 = 22100$  кг,  $m_2 = 15300$  кг,  $l = 13$  м,  $W = 3300$  Н. Розглянуто випадок, коли зусилля у валопроводі  $c(x_1 - x_2)$  обмежено величиною  $K = 6900$  Н (при цьому тиск у гідравлічній системі складає 10 МПа). Задано обмеження на величину відхилення вантажу від вертикалі  $\Delta_0 = 0,1$  м. Номінальна швидкість пересування крана  $v_1 = 1,26$  м/с. Кран повинен залишатися без розгойдування вантажу, пересунувшись на відстань  $x_0 = 30$  м. На рис. 4.18 приведена залежність швидкості пересування крана  $y_2(t)$ , шляху  $S$ , відхилення вантажу  $\Delta$  від часу, залежність зусилля, яке розвивається у валопроводі  $U_0 = c(x_1 - x_2)$  від часу циклу при оптимальному за швидкодією керування і заданих вище обмеженнях і вимогах. Необхідні розрахунки виконані з використанням ЕОМ.

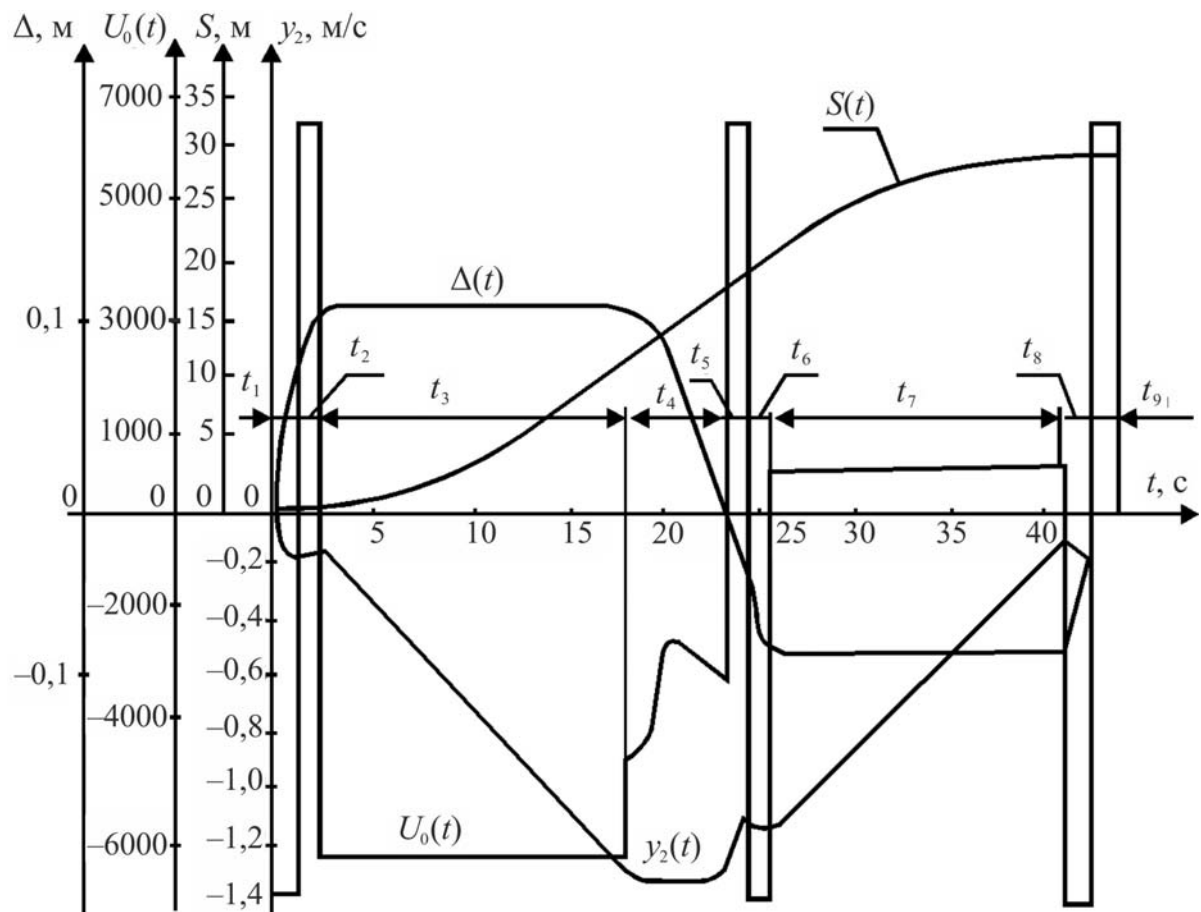


Рис. 4.18. Графіки перехідних процесів мостового крана вантажопідйомністю 30/5 т

#### 4.2.3. Оптимальне керування візком при змінній довжині підвісу вантажу

Істотні резерви скорочення тривалості перевантажувального циклу містяться у суміщенні руху механізму пересування і механізму підйому. Однак, при розв'язанні оптимізаційної задачі, коли  $l = \text{var}$  виникають істотні математичні труднощі, оскільки, вихідна система диференціальних рівнянь перетворюється в систему зі змінними коефіцієнтами і отримати її розв'язання в аналітичному вигляді не представляється можливим.

Тому, при розв'язанні задачі зі змінною довжиною підвісу неможна застосувати той математичний апарат, який був використаний при розв'язанні задачі з  $l = \text{const}$ .

Однак, є можливість застосувати розроблені вище алгоритми до розв'язання задачі пошуку оптимального керування при  $l = \text{var}$ , але при умові, що зміна довжини підвісу може відбуватися протягом всього перевантажувального циклу за виключенням заключної фази – гальмування, де повинно бути  $l = \text{const}$ . Таке рішення можливе в силу того, що розроблена раніше теорія дозволяє отримати оптимальний за швидкодією закон гальмування при будь-якому початковому фазовому стані системи «візок – вантаж», і неважливо, чи працював до моменту початку гальмування механізм підйому чи ні. Таке рішення оптимізаційної задачі зі змінною довжиною можна вважати цілком



338



Такий підхід до розв'язання простий і не вимагає великої зміни програми з  $l = \text{const}$ . Тим не менш, необхідно отримати розв'язання задачі оптимального керування краном зі змінною довжиною у загальній постановці, коли зміна довжини може відбуватися протягом усього перевантажувального циклу, в тому числі і на етапі гальмування.

Для розв'язання задачі у загальному вигляді був застосований ітераційний метод, який полягає в тому, що невідомі інтервали перемикання перебираються за заздалегідь заданою стратегією до того моменту, коли буде отриманий оптимальний за швидкодією закон керування, який задовольняє всім обмеженням і вимогам із заданою точністю. Причому, стратегія перебору вибрана на основі великої кількості чисельних рішень оптимізаційної задачі при постійній довжині підвісу, що дозволило отримувати алгоритми швидкодії, які дають розв'язання з достатньо високою точністю. При цьому вихідна система диференціальних рівнянь інтегрувалася за допомогою чисельного методу Рунге-Кутта, модернізованого американськими вченими, що дозволило різко знизити витрати на машинний час у порівнянні зі стандартним методом.

Алгоритм пошуку оптимального керування зображено на рис. 4.19.

#### 4.2.4. Квазіоптимальні закони керування краном (візком)

Отримані у даному розділі закони керування відповідають вимогам максимальної швидкодії, але алгоритм для їх пошуку достатньо складний і потребує великої кількості розрахунків. Виходячи з цього, у деяких випадках досить бажано застосовувати прості закони керування, для отримання яких не потрібно великих затрат часу. Ці закони повинні бути близькі за швидкодією до оптимальних. Такі закони керування будемо називати квазіоптимальними.

Використовуючи метод фазової площини, можемо отримати прості способи розрахунку квазіоптимальних законів керування, якщо будемо гасити коливання вантажу не тільки при гальмуванні візка, але і при розгоні. Розглянемо два характерних способи керування: перший – без урахування обмежень на величину відхилення вантажу від вертикалі; другий – з урахуванням обмеження.

Перший спосіб. Фазова діаграма показана на рис. 4.20.

Розглянемо розгін візка, який буде проходити в три етапи, причому на першому і третьому часових інтервалах, які рівні між собою, на візок впливає сила  $F_1$  у напрямі руху, а на другому інтервалі діє та ж сила, але в протилежному напрямі. Щоб компенсувати дію сили опору пересуванню візка  $W$ , будемо вважати, що на всіх трьох часових інтервалах діє додаткова сила, рівна за величиною і протилежно направлена  $W$ . Перший часовий інтервал задається довільно, але він не повинен перевищувати на півперіод власних коливань вантажу. Тоді, використовуючи формулу (4.9), можемо записати в режимі для визначення тривалості другого інтервалу  $t_2$

$$t_2 = \frac{2}{\lambda} \arctg \left( \frac{\sin \lambda t}{2 - \cos \lambda t} \right). \quad (4.40)$$

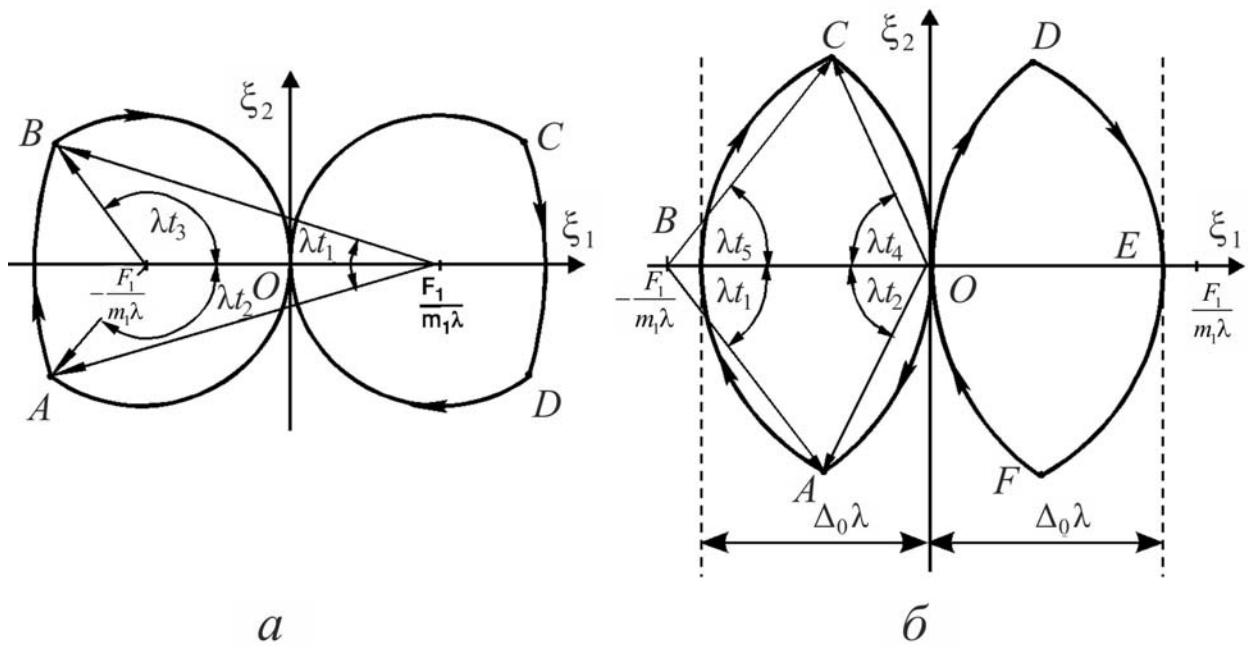


Рис. 4.20. Фазові діаграми при квазіоптимальному керуванні:  
 а – без обмеження  $\Delta$ ; б – при обмеженні  $|\Delta| \leq \Delta_0$

Щоб у кінці розгону швидкість візка дорівнювала номінальній, величина основної сили повинна бути визначена за наступною формулою

$$F_1 = (m_1 + m_2) \frac{v_0}{2t_1 - t_2}. \quad (4.41)$$

Таким чином, для отримання даного керування (рис. 4.21) потрібно мінімальне обчислення. Формули (4.40) і (4.41) справедливі і на стадії гальмування, де сила  $F_1$  на всіх інтервалах має протилежний напрям у порівнянні з розгоном візка.

Другий спосіб. Урахуємо обмеження на величину відхилення вантажу від вертикалі. Як видно з рис. 4.20, розгін візка повинен проходити за п'ять етапів, причому перший  $t_1$  і п'ятий  $t_5$ , другий  $t_2$  і четвертий  $t_4$  часові інтервали рівні між собою відповідно і визначаються за формулами

$$t_1 = t_5 = \frac{1}{\lambda} \arccos \left( 1 - \frac{\Delta_0^2 \lambda^4 m_1^2}{2F_1^2} \right); \quad (4.42)$$

$$t_2 = t_4 = \frac{\pi}{2\lambda} - \frac{t_1}{2}. \quad (4.43)$$

де  $F_1$  – основна сила, яка впливає на візок тільки в першому і п'ятому часових інтервалах, а на другому і четвертому –  $F_1 = 0$ . На третьому часовому інтервалі відбувається утримання вантажу у відхиленому стані шляхом впливу сили  $F_0 = m_1 \Delta_0 \lambda^2$  протягом часу

$$t_3 = \left( v_0 - \frac{2F_0 t_1}{m_1 + m_2} \right) \frac{1}{g \Delta_0}. \quad (4.44)$$

У результаті отримано квазіоптимальний закон керування (рис. 4.21 *а, б*), який дозволяє погасити коливання вантажу на стадії розгону при обмеженні  $\Delta$ . Аналогічним чином відбувається гальмування візка з тією лише різницею, що напрям дії основної сили  $F_1$  і утримуючої сили  $F_0$  вибирається протилежним напрямку дії цих же сил під час розгону. На цей спосіб керування отримано позитивне рішення № 442552 на видачу авторського свідоцтва.

Розглянуті два способи можуть застосовуватися у тих випадках, коли максимальна швидкість не є основною вимогою. На рис. 4.21 *в, г* наведені залежності впливу помилки при визначенні довжини підвісу вантажу  $l$ , швидкості візка  $v_0$ , маси вантажу  $m_2$ , опору пересуванню  $W$  на точність керування. При цьому  $S$  – пройдений шлях, м,  $\varphi_{\text{зал}}$  – залишкові коливання вантажу,  $R$  – співвідношення фактичного значення  $l$ ,  $v_0$ ,  $m_2$ ,  $W_2$  до розрахункового.

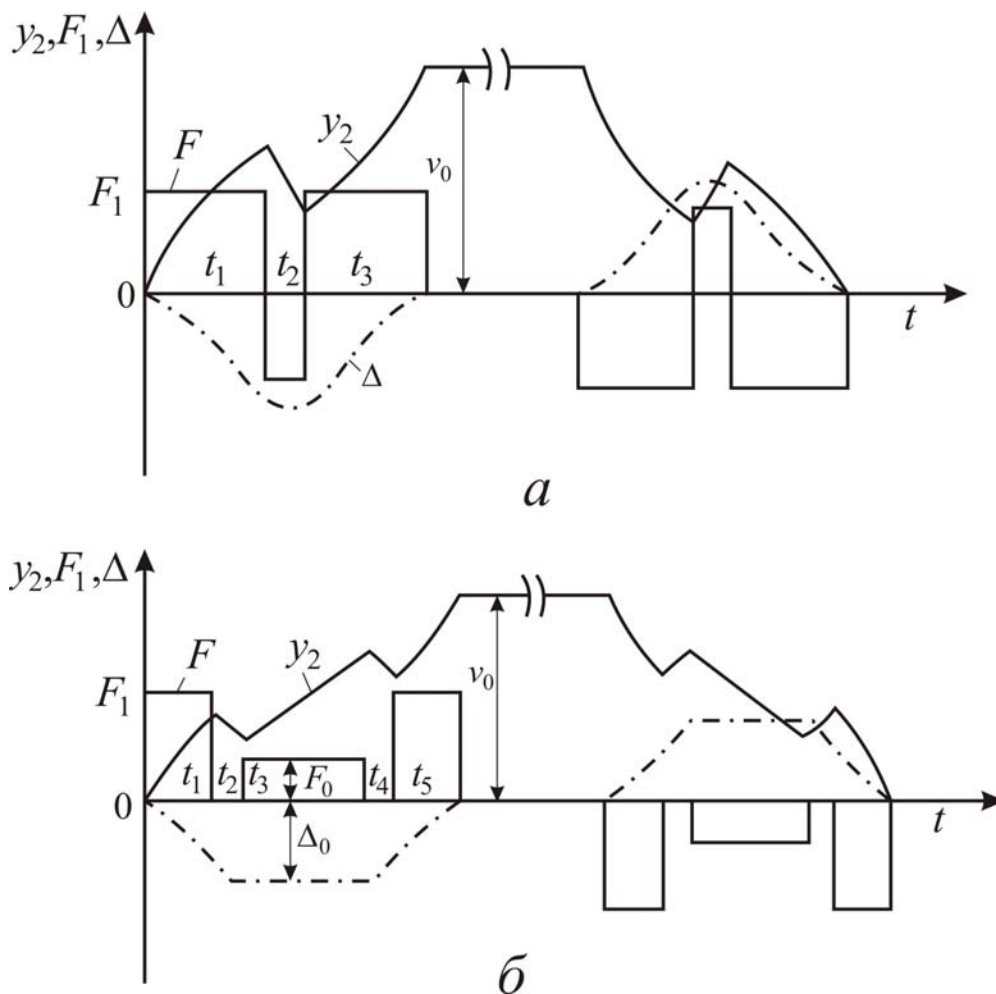


Рис. 4.21. Графіки перехідних процесів при квазіоптимальному керуванні:  
*а* – без обмеження; *б* – при обмеженні  $|\Delta| \leq \Delta_0$

### 4.3. Точність позиціювання підйомно-транспортних машин

Підйомно-транспортні машини відносяться до числа машин, робочий орган яких повинен або на окремих етапах робочого циклу або наприкінці циклу займати в просторі суворо фіксоване положення.

Відповідно до вимог точності зупинки всі кранові механізми розділені на чотири класи: високої точності  $\pm 2\div 3$  мм, підвищеної  $\pm 5\text{--}10$  мм, середньої  $\pm 25\text{--}50$  мм і низької  $\pm 100\text{--}200$  мм.

Рух перед точної зупинкою можна розбити на три етапи: рух з моменту надходження імпульсу на відключення до повного спрацювання електроапаратури; гальмування після відключення двигуна до накладення механічного гальма (вільний вибіг), гальмування під дією сил опору і гальма до повної зупинки.

Основними факторами, що впливають на точність зупинки, є: швидкість руху перед початком гальмування, час гальмування, жорсткість механічної характеристики. Вибір часу гальмування пов'язаний з допустимими прискореннями. Жорсткістю механічної характеристики слід задаватися під час вибору привода.

У таблиці нижче наведені рекомендовані значення жорсткості механічних характеристик малої швидкості в залежності від класу точності зупинки.

Таблиця 4.1

Рекомендовані значення жорсткості механічних характеристик

Похибка, мм	$2\pm 3$	$5\pm 10$	$25\pm 50$	$100\pm 200$
Клас точності	I	II	III	IV
Відносна жорсткість, $\beta = 1 / s_{\text{ном}}$ , ( $s_{\text{ном}}$ – номінальне ковзання механічної характеристики)	Від 20 і вище	$10\pm 20$	$7\pm 10$	$4\pm 7$

Сумарна похибка точної зупинки

$$s_{\text{ТЗ}} = s_{01} + s_{02} + s_{03},$$

де  $s_{01}$  – середній гальмівний шлях, пройдений з моменту надходження імпульсу на відключення до повного спрацювання апаратури керування і відключення двигуна;  $s_{02}$  – середній гальмівний шлях, пройдений з відключеним двигуном до включення гальмівної системи;  $s_{03}$  – середній гальмівний шлях, пройдений під дією сумарних гальмівних сил до повної зупинки.

Середній гальмівний шлях, пройдений з моменту надходження імпульсу на відключення до повного спрацювання апаратури керування і відключення двигуна

$$s_{01} = v_0 \cdot t_{a.3} \cdot (1 + k_v \cdot k_{ta}),$$

де  $v_0$  – усталена швидкість пересування до подачі сигналу на зупинку;  $t_{a.3}$  – середній сумарний час спрацювання апаратури керування до відключення двигуна (приймається за каталогами);  $k_v$  – коефіцієнт відносної зміни середньої швидкості;  $k_{ta}$  – коефіцієнт відносної зміни середнього часу спрацювання апаратури керування.

Стала швидкість пересування, м / с

$$v_0 = \frac{v_{н.г} \cdot n'_{н.г}}{k_{v0} \cdot D},$$

де  $v_{н.г}$  – швидкість пересування крана з номінальним вантажем;  $n'_{н.г}$  – відносна частота обертання двигуна при номінальному вантажі,  $n'_{н.г} = n_{ном} / n_c$  ( $n_c$  – синхронна частота обертання двигуна);  $D$  – діапазон регулювання швидкості;  $k_{v0}$  – коефіцієнт, що є функцією відносної жорсткості механічної характеристики двигуна  $\beta = 1/s_{ном}$ .

Таким чином, найбільшу точність зупинки можна реалізувати за допомогою приводу з високою глибиною регулювання та жорсткою механічною характеристикою. Цим вимогам відповідає гідропривід з великою глибиною регулювання. При експериментальних дослідженнях на мостовому крані була досягнута глибина регулювання 1:200 і ця величина може бути збільшена. Також високий ступінь точності зупинки при використанні гідроприводу забезпечується високими значеннями жорсткості механічної характеристики на низьких швидкостях роботи гідромотора, на відміну від електроприводу, де картина дещо гірше.

#### 4.3.1. Сучасні велосипедні крани-штабелери фірми «Demag»

При створенні велосипедних кранів не передбачалося, що вони стануть основним засобом механізації сучасних автоматизованих складів.

Економічне складування вантажів за допомогою велосипедних кранів-штабелерів скорочує витрати на збереження і розподіл вантажів завдяки оптимальному використанню складського приміщення, скороченню часу, який витрачається на операції товарообігу і раціональній кількості персоналу. На рис. 4.22. приведені велосипедні крани-штабелери фірми «Demag». За допомогою велосипедних кранів-штабелерів забезпечується швидкий і безперешкодний доступ до вантажу, а так само безпечні і кращі умови праці для обслуговуючого персоналу.

Велосипедні крани-штабелери «Дестамат I» для автоматичного транспортування вантажів вагою до 2000 кг. Однобалковий піднімальний візок з телескопуючими вилами і кабіною керування (пункт керування, наприклад, при поточному відході). Висувний механізм: вили типу DS із двухсинусоїдальним приводом. За запитом можуть передбачатися вили з подвійною глибиною ходу для захоплення тари в спарених стелажах. Керування кранами-штабелерами від підсистеми «Дематик 88 R». Введення інформації може проводитися з

клавіатури, від зчитувача баркода чи прямо від ЕОМ. Передача інформації здійснюється датчиками інфрачервоних променів.

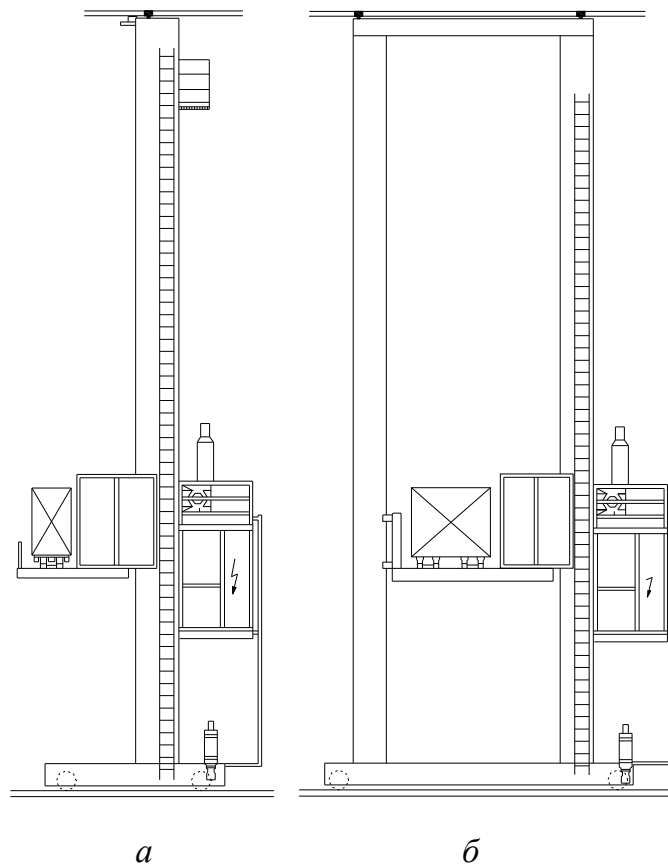


Рис. 4.22. Велосипедні крани-штабелери фірми Demag Дестамат I і Дестамат Z:

*а* Дестамат I

- вантажопідйомність 2000 кг;
- висота штабелера max 45 м;
- ширина проходу 1500 мм;
- швидкість підйому (опускання) від 1 до 60 м/хв

Швидкість переміщення – 2 до 160 м/хв;

Швидкість телескопування вильоту від 24 до 48 м/хв.

*б* Дестамат Z

- вантажопідйомність 5000 кг;
- висота штабелера max 40 м;
- ширина проходу 1500 мм;
- швидкість підйому (опускання) від 1 до 30 м/хв;

Швидкість переміщення – 2 до 160 м/хв;

Швидкість телескопування вильоту від 24 до 48 м/хв.

Велосипедні крани-штабелери «Дестамат Z» двомачтового виконання для транспортування вантажів і касет довжиною до 8 м, великогабаритних піддонів і вантажів масою до 5000 кг. Піднімальний візок зі спареними вилами для одночасних чи роздільних операцій завантаження і розвантаження двох вантажних пакетів.

За запитом мається можливість передбачати піднімальний візок із платформою для комплектування вантажів. Керування кранами-штабелерами здійснюється переважно в автоматичному режимі від підсистеми Дематик 88 R. Ручне керування проводиться з кабіни, встановленої на піднімально-



му візку. У традиційних складах для комплектування вантажів зі стелажами в один чи кілька ярусів потрібна велика площа для збереження і комплектування вантажів. У таких складах, нерідко, комплектувальники вручну, на ділянках великої довжини переміщують візок під комплектуючий вантаж. Незручні зони доступу ускладнюють роботу (рис. 4.23).

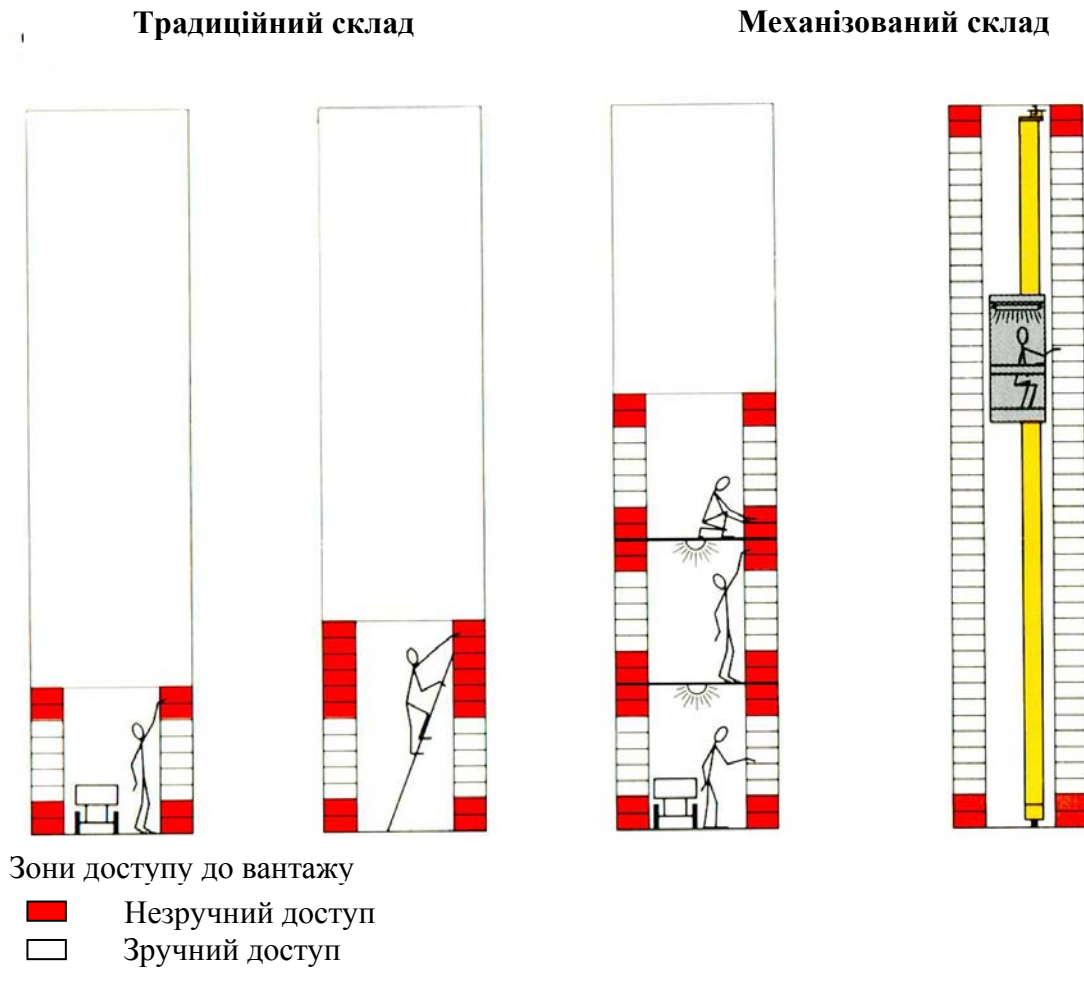


Рис. 4.23. Зони доступу в складах зі збереженням вантажів в один чи кілька ярусів і висотний стелажний склад із застосуванням стелажних кранів-штабелерів

При використанні велосипедних кранів-штабелерів фірми «Demag» забезпечується ефективність процесу комплектування вантажів при мінімальних фізичних витратах. Велосипедні крани-штабелери надійні транспортні засоби з вузькими шляхами проїзду і можуть використовуватися у складах будь-якої висоти.

Комплектувальник має можливість при одночасному переміщенні крана-штабелера і підйомі візка за короткий час забезпечити собі доступ до заданого місця збереження. Для того, щоб ще більш полегшити умови праці можуть передбачатися столи сталеві, кулькові і роликові, а також вантажопідйомні вили.

В автоматизованому складі для дрібних деталей реалізується принцип «вантаж до оператора». Завдяки цьому робота комплектувальника стає ще більш ефективною; вона зводиться до власної задачі, тобто комплектуванню виробів.

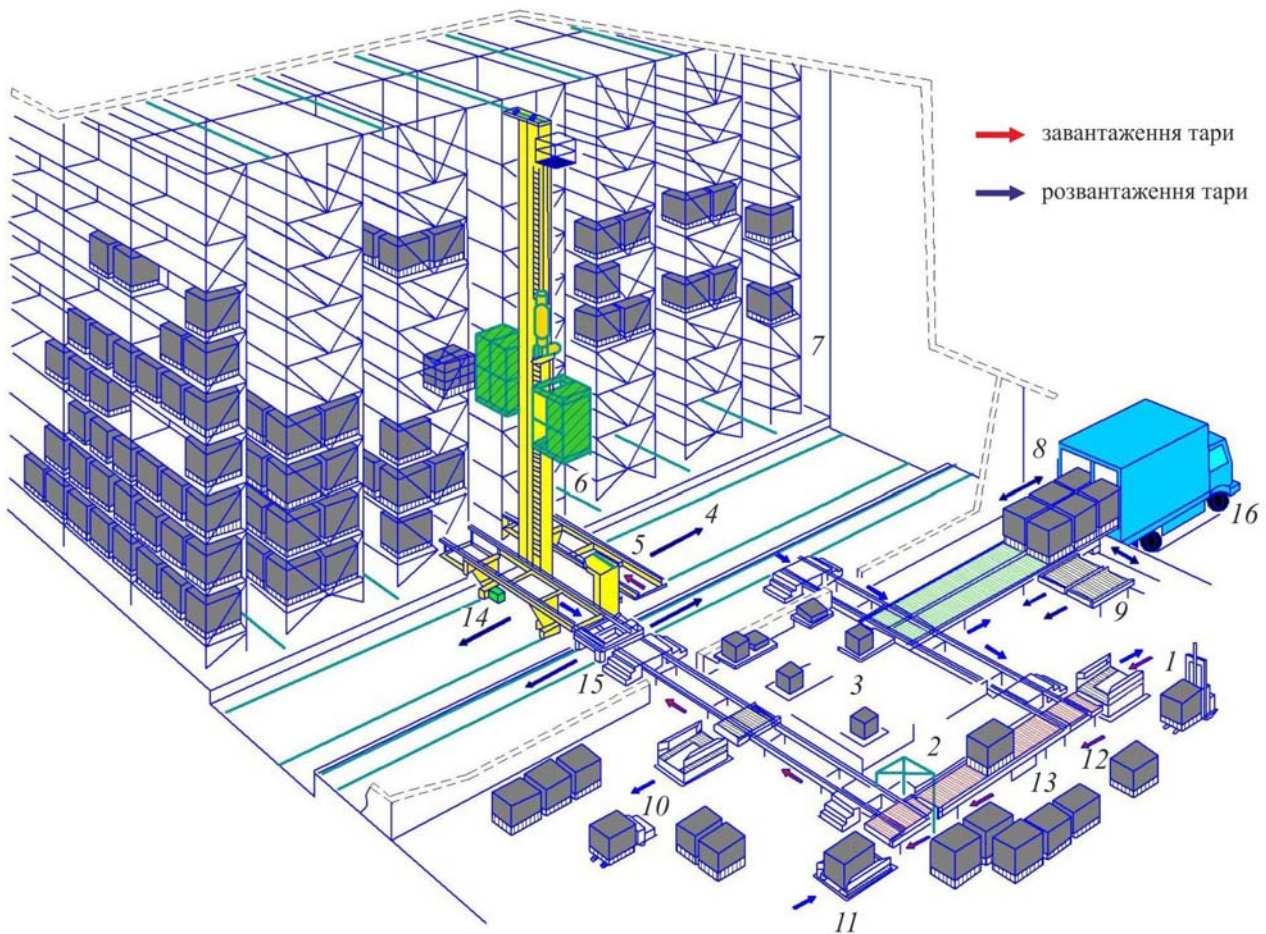


Рис. 4.24. Модульна побудова комплексних систем:

1 – захоплення і передача тари; 2 – габаритний контроль; 3 – ідентифікаційний пункт; 4 – рівень завантаження тари; 5 – трансробот; 6 – кран-штабелер; 7 – висотний стелажний склад; 8 – автоматичне завантаження і розвантаження автомобілів; 9 – накопичувачі тари, що завантажуються в автомобіль; 10 – вивід ушкодженої тари; 11 – завантаження тари в транспортну систему; 12 – роликовий піднімальний стіл; 13 – роликовий конвеєр; 14 – ланцюговий транспортер; 15 – механізований розподільний візок; 16 – автомобіль з ланцюговим транспортером на борту

При цьому оператора на борту крана-штабелера немає. Продуктивні автоматизовані крани-штабелери з високим прискоренням і коротким часом циклів руху вантажів завантажують і розвантажують ящиківу тару. Введення команд для переміщення та комплектування партій здійснюється в режимі «офф-лайн» або «он-лайн», наприклад, через кодознімач прямо в режимі від ЕОМ керування складом. Добір вантажів перед зоною сховища дозволяє оптимально улаштувати робоче місце. Пристрій зони комплектування переважно залежить від організації роботи складу і продуктивності зони комплектування

партій. Виконання зони комплектування варіюється між статичними місцями збору тари і комплексних транспортних систем. Зони комплектування з *U*-подібним транспортним потоком дозволяють організувати буферний заділ вантажів, унаслідок чого можлива відповідність часу циклів крана-штабелера і часу комплектування партій.

Фірма «Маннесманн Демаг Фордertechnik» споруджує в усьому світі підйомно-транспортні установки для всіх секторів виробництва і розподілу вантажів. Модульними елементами системи забезпечується оптимальна можливість механізації виробничих процесів (рис. 4.24).

*При розв'язанні задачі оптимального керування краном в якості керуючого параметра найбільш доцільно обирати рушійне зусилля.*

*Для отримання найменшого часу перевантажувального циклу необхідно прикладати до візка максимально допустиме рушійне зусилля або гальмівне зусилля. У випадку, якщо є фазові обмеження на швидкість пересування візка або відхилення вантажу від вертикалі, необхідно, щоб система «візок – вантаж» у кожний момент часу знаходилась на одному з цих граничних обмежень.*

*Істотний резерв скорочення тривалості перевантажувального циклу міститься у виключенні втрат часу на гасіння коливань вантажу при розгоні, що в більшості випадків не потрібно за технологією. Для досягнення цієї мети розроблені алгоритми пошуку оптимального закону гальмування при ненульових початкових фазових координатах. У цьому випадку пересування візка на різні відстані здійснюється за різними законами керування. Серед цих законів керування можливо такі, при яких на заданій стадії циклу візок деякий час рухається у зворотному напрямі.*

*При значних довжинах підвісу вантажу (більше 20 м) варто застосовувати закони керування з урахуванням обмеження максимального відхилення вантажу від вертикалі. У цьому випадку розгін і гальмування візка відбувається з утриманням вантажу у відхиленому стані, якщо утримуюча сила не перевищує допустимого значення.*

*Використовуючи метод фазової площини, можна представити увесь перевантажувальний цикл у вигляді кривих другого порядку і записати аналітичні вирази для визначення часових інтервалів. Розгін і гальмування візка зображуються на фазовій площині у вигляді окружностей, а рух візка з номінальною швидкістю – у вигляді еліпса.*

*У тих випадках, коли маса вантажу значно більше маси візка, у цілях безпеки варто застосовувати закони керування з урахуванням обмеження на величину відхилення вантажу від вертикалі.*

#### Список літератури до розділу 4

1. Управление колебаниями / Ф.Л. Черноусько, Л.Д. Акуленко, Б.Н. Соколов. – М. : Наука, 1980. – 384 с.
2. Оптимальное управление подъемно-транспортными механизмами / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. – М. : Машиностроение, 1975. – 339 с.
3. Zur Online-Ermittlung von Pendelwinkel und Winkelgeschwindigkeit eines Greiferkrans / H. Unbenhauen, A. Metha, R. Puza // «F+H: Fördern und Hebel». – 1987. – № 6. – S. 399–403.
4. Hängerkranlagen im Oberflächenbehandlungsbetrieb bei Aerospaiale / K. Heptner // «Deutsche Hebe- und Fördertechnik». – № 6. – 1984. – S. 30–31.
5. Methoden zur Pendelwinkeldämpfung und Positionierung der Last bei Laufketzen mit nichtstarrer / W. Shauer // Lastaufhängung «Hebezeuge und Fördermittel». – 1983. – №7. – S. 206–209.
6. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М. : Наука, 1968. – 560 с.
7. Математические основы теории управления систем / Л.С. Гноенский, Г.А. Каменский, Л.Э. Эльсгольц. – М. : Наука, 1968. – 512 с.
8. Математическая теория оптимальных процессов / Л.С. Понтрягин, В.Г. Болтянский, Р.В. Гамкрелидзе, Е.Ф. Мищенко. – М. : Наука, 1983. – 392 с.
9. Математические методы оптимального управления / В.Г. Болтянский. – М. : Наука, 1969. – 408 с.
10. Оптимизация управления механизмами грузоподъемных кранов в переходных режимах / А.А. Зарецкий, М.И. Портной // Вестник машиностроения. – 1969. – №8. – С. 14–18.
11. К вопросу об оптимальном по быстродействию управлении системой третьего порядка, содержащей консервативное звено // В.А. Жилин, Л.И. Кибрик // Автоматизированные системы и средства управления. – Пермь, 1976. – С. 81–85.
12. Оптимизация автоматических систем управления по быстродействию / А.С. Ключев, А.А. Колесников. – М. : Энергоиздат, 1982. – 240 с.
13. Справочник для инженеров и учащихся вузов / И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – М. : Наука, 1986. – 544 с.
14. Синтез оптимальных по быстродействию законов управления движением грузовой тележки крана мостового типа / О.В. Григоров, В.П. Свиргун // Известия ВУЗов. – М. : Машиностроение, 1986. – С. 98–102.
15. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М.М. Гохберг. – М. : Машиностроение, 1976. – 456 с.
16. К вопросу об управлении движением механизмов перемещения грузов электрических кранов / В.Н. Соколов и др. // Автоматизированный электропривод, 1980. – С. 266–271.
17. Основы теории оптимального управления / Э.Б. Ли, Л. Маркус. – М. : Наука, 1972. – 576 с.

# З М І С Т

<b>Вступ .....</b>	<b>3</b>
<b>1. Гідродинамічний привод .....</b>	<b>6</b>
1.1. Принцип роботи гідродинамічної муфти .....	10
1.2. Динамічні навантаження у двомасовій крановій системі з гідromуфтою ..	14
1.3. Динамічні навантаження в багатомасових кранових системах .....	17
1.4. Експериментальні натурні випробування механізму повороту баштового крана КБ 405.2 .....	29
1.5. Імпульсне вмикання гідродинамічного привода .....	33
1.6. Температурні режими гідродинамічного привода .....	39
1.6.1. Температурні режими при імпульсному керуванні баштовим краном .....	40
1.6.2. Температурні режими гідродинамічного привода порталного крана .....	42
1.7. Стендові дослідження гідродинамічного привода .....	50
1.8. Конструктивні рішення окремих механізмів .....	55
1.8.1. Гідродинамічний привод механізму повороту баштового крана КБ 405.2А .....	55
1.8.2. Гідродинамічний привод механізму пересування баштового крана...	59
1.8.3. Гідродинамічний привод механізму повороту порталного крана «Ганц» і баштового крана КБ 410 .....	60
1.8.4. Гідродинамічний привод механізму пересування візка мостового крана вантажопідйомністю 30/5 т і роздільного механізму пересування мостового крана вантажопідйомністю 20/5 т .....	64
1.9. Гідродинамічні трансформатори .....	70
Список літератури до розділу 1 .....	81
<b>2. Об'ємний гідропривод.....</b>	<b>83</b>
2.1. Історичний екскурс .....	83
2.1.1. Сучасний рівень гідромашин.....	85
2.1.2. Сучасні підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні, сільськогосподарські машини з об'ємним гідроприводом.....	90
2.2. Основні положення .....	99
2.2.1. Принцип роботи об'ємного гідроприводу .....	99
2.2.2. Класифікація.....	100
2.2.3. Класифікація основних параметрів.....	101
2.2.4. Порівняння з електромеханічним приводом.....	102
2.2.5. Вклад учених у розвиток гідропередач .....	105
2.3. Методика розрахунку основних параметрів електрогідроприводу .....	109

2.4. Розрахунок пуско-гальмівних режимів роботи привода .....	125
2.5. Системи керування об'ємним гідроприводом .....	144
2.5.1. Часова система керування .....	145
2.5.2. Система керування зі зворотним зв'язком за продуктивністю насосів .....	149
2.5.3. Релейна слідкуюча система .....	152
2.5.4. Електронна слідкуюча система .....	156
2.6. Розробка математичної моделі системи обмеження максимальних навантажень у валопроводах механізму пересування і металоконструкції крана .....	163
2.6.1. Вибір структурної схеми керування роздільним регульованим гідрооб'ємним приводом .....	174
2.6.2. Стабілізація зусиль у валопроводах і металоконструкції .....	177
2.6.3. Обмеження кута відхилення вантажного каната .....	180
2.6.4. Обмеження перекосів мостового крана у плані .....	186
2.7. Стендові експериментальні дослідження .....	192
2.7.1. Конструкція стенду. Вимірювані величини і прилади. Методика випробувань .....	192
2.7.2. Стенд для дослідження регульованого об'ємного привода механізму підйому вантажу .....	203
2.7.3. Дослідження ККД гідроприводу .....	208
2.8. Порівняльні експериментальні дослідження приводів на натурних кранах .....	217
2.8.1. Програма й методика досліджень: вимірювані величини й прилади .....	217
2.8.2. Дослідження пуско-гальмівних режимів роботи роздільного гідростатичного привода мостового крана .....	223
2.8.3. Дослідження пуско-гальмівних режимів роботи електромеханічного привода .....	227
2.9. Порівняння експериментальних даних з теоретичними .....	232
2.10. Стенд для випробування привода з високомоментними гідродвигунами і автоматичним керуванням .....	235
2.11. Об'ємний регульований гідропривод механізмів пересування мостових кранів .....	237
2.12. Об'ємний гідропривод механізму повороту порталного крана .....	242
Список літератури до розділу 2 .....	244
<b>3. Електричний привод .....</b>	<b>247</b>
3.1. Крановий тиристорний електропривод .....	249
3.1.1. Теоретичні дослідження кранового тиристорного привода .....	253

3.1.2. Натурні порівняння дослідження двох типів приводів електромеханічного з фазним ротором та тиристорного .....	257
3.2. Частотний привод .....	267
3.2.1. Стенд для досліджень електроталі з частотним електроприводом та мікропроцесорним керуванням .....	272
3.2.2. Стенд для досліджень механізму пересування візка мостового крана в/п 32/5 тон з частотним приводом .....	275
3.2.3. Теоретичні дослідження пуско-гальмівних процесів кранового механізму пересування .....	275
3.2.4. Оцінка збільшення терміну служби металоконструкції кранів при застосуванні частотного приводу .....	284
3.2.5. Експериментальні дослідження динамічних і енергетичних характеристик руху механізму пересування візка мостового крана з частотно-регульованим приводом .....	292
3.2.6. Особливості виникнення і усунення перекосів мостових кранів з роздільним частотно-регульованим приводом механізму пересування .....	295
3.2.7. Оцінка зменшення часу робочого циклу і кількості ввімкнень двигуна механізму пересування з частотно-регульованим приводом .....	300
Список літератури до розділу 3 .....	308
<b>4. Керування демпфіруванням коливань вантажу і позиціювання .....</b>	<b>310</b>
4.1. Загальнотеоретичні положення .....	310
4.2. Оптимальне керування демпфіруванням коливань вантажу .....	317
4.2.1. Постановка оптимізаційної задачі .....	317
4.2.2. Оптимізація руху крана (візка) з масою більшою за масу вантажу ..	324
4.2.3. Оптимальне керування візком при змінній довжині підвісу вантаж	337
4.2.4. Квазіоптимальні закони керування краном (візком) .....	339
4.3. Точність позиціювання підйомно-транспортних машин .....	342
4.3.1. Сучасні велосипедні крани-штабелери фірми «Demag» .....	343
Список літератури до розділу 4 .....	348



Навчальне видання

ГРИГОРОВ Отто Володимирович  
СТРИЖАК Всеволод Вікторович  
ПЕТРЕНКО Надія Олександрівна  
СТРИЖАК Мар'яна Георгіївна  
ОКУНЬ Антон Олександрович  
ЗЮБАНОВА Дар'я Михайлівна  
ЦЕБРЕНКО Максим В'ячеславович

# **РАЦІОНАЛЬНІ ПРИВОДИ ПІДЙОМНО- ТРАНСПОРТНИХ, ДОРОЖНІХ МАШИН ТА ЛОГІСТИЧНИХ КОМПЛЕКСІВ**

Монографія

Відповідальний за випуск     *Григоров О.В.*

В авторській редакції

Комп'ютерна верстка     *Окунь А.О.*